



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ENERGETICKÝ ÚSTAV

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
ENERGY INSTITUTE

EKONOMICKÝ NÁHLED VOLBY RYCHLOZÁVĚRNÉHO VENTILU PRO VODNÍ DÍLO VRANOV

ECONOMIC VIEW OF THE FAST CLOSING VALVE SELECTION FOR HPP VRANOV

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. ONDŘEJ GIPKA

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. ROMAN KLAS, Ph.D.

BRNO 2012

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Energetický ústav

Akademický rok: 2011/2012

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Ondřej Gipka

který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

obor: **Fluidní inženýrství (2301T036)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Ekonomický náhled volby rychlozávěrného ventilu pro vodní dílo Vranov

v anglickém jazyce:

Economic view of the fast closing valve selection for HPP Vranov

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Práce by měla zhodnotit vhodnost investice výměny rychlozávěrného ventilu na vodním díle Vranov za pomoci CFD.

Cíle diplomové práce:

Určení vlivu různých typů ventilů, jako kulový uzávěr, klapka a nožové šoupátko na výslednou tlakovou ztrátu na reálném vodním díle. Výpočet bude proveden za použití softwaru FLUENT bez uvažování vlivu oběžného kola dle výkresové dokumentace dodané ČKD Blansko Holding, a.s.

Seznam odborné literatury:

[1] Nechleba, M.: Vodní turbíny, jejich konstrukce a příslušenství. SNTL Praha, 1962.

[2] Fleischner, P., Nechleba, M.: Hydromechanika lopatkových strojů. Skripta VUT v Brně, 1976.

Vedoucí diplomové práce: Ing. Roman Klas, Ph.D.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2011/2012.

V Brně, dne 16.11.2011

L.S.

doc. Ing. Zdeněk Skála, CSc.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakulty

ABSTRAKT

Tato diplomová práce se zabývá vyhodnocením investice výměny rychlouzávěru na vodním díle Vranov za pomoci CFD. Výsledný vliv výměny rychlouzávěru bude zkoumán na 3 různých typech ventilů s ohledem na výkon turbíny v daném provozním pásmu bez uvažování vlivu oběžného kola vtokového objektu a savky. Cílem práce je také teoreticky vyhodnotit další alternativy výměny ventilu a uvést jejich základní vlastnosti a rozdělení.

KLÍČOVÁ SLOVA

Rychlouzávěr, CFD, délkové ztráty, místní ztráty, turbína, nožové šoupátko, kulový a klapkový uzávěr

ABSTRACT

The thesis deals with the evaluation of the investment in the fast closing valve replacement in The dam Vranov using Computational fluid dynamics (CFD). The final effects of the fast closing valve replacement will be examined on three different types of valves with regard to the turbine output in operation zone and without the influence of water intake runner and turbine draft tube. The aim of the thesis is to theoretically evaluate alternatives of the fast closing valve replacement and define its basic characteristics and classifications.

THE KEY WORDS

The fast closing valve, CFD, local losses in pipes, linear losses in pipes, turbine, knife gate valve, spherical and butterfly valve

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE MÉ PRÁCE

GIPKA, O. *Ekonomický náhled volby rychlozávěrného ventilu pro vodní dílo Vranov*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. 66 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Roman Klas, Ph.D..

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma Ekonomický náhled volby rychlozávěrného ventilu pro vodní dílo Vranov vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů uvedených na seznamu, který je součástí této práce.

Datum: 25. 5. 2012

.....
Bc. Ondřej Gipka
Student

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji panu Ing. Romanu Klasovi, Ph.D. za užitečné rady, cenné připomínky, trpělivost a ochotu pomoci při řešení mé diplomové práce.

OBSAH

1 Úvod	11
2 Rychlouzávěry na vodních dílech	13
2.1 Klapkové rychlouzávěry	13
2.2 Kulové rychlouzávěry	14
2.3 Klínové rychlouzávěry a nožová šoupátka	16
2.3.1 Klínové uzávěry	16
2.3.2 Nožová šoupátka	16
3 výpočet tlakové ztráty	18
3.1 Délkové ztráty kruhového potrubí Y_L	18
3.1.1 Reynoldsovo číslo	19
3.1.2 Moodyho a Nikuratzeho diagram a součinitel délkových ztrát λ	21
3.2 Místní tlakové ztráty	24
4 výpočet tlakové ztráty za pomoci CFD	26
4.1 Tvorba modelu	27
4.2 Tvorba sítě a zadání okrajových podmínek	30
4.3 Výpočet	32
4.4 Ověření výpočtu	34
4.5 Výsledné tlakové ztráty	36
4.6 Proudění vzniklé v přivaděči vlivem instalovaného rychlouzávěru	38
4.7 Proudění vzniklé ve spirální skříni vlivem instalovaného rychlouzávěru	41
5 výpočet investiční návratnosti výměny rychlouzávěru	43
5.1 Výpočet zvýšení čistého spádu na turbínu	43
5.2 Výpočet zvýšení výkonu turbíny	44
5.3 Určení provozních časů	45
5.4 Určení průtoku dílem v jednotlivých měsících	46
5.5 Výpočet vyrobené energie	47
5.6 Výpočet investiční návratnosti	48
6 Závěr	53
7 Seznam zkratk a symbolů	55
8 Seznam obrázků	57
9 Seznam tabulek	58
10 Seznam použitých zdrojů	59

1 ÚVOD

Nedílnou součástí vodních děl jsou ventily a rychlouzávěry s různou funkcí a použitím. Mnoho z těchto uzávěrů je možné libovolně nahradit jiným typem s odlišným konstrukčním řešením a tlakovou ztrátou. Tyto ztráty naměřené na zkušebně často neodpovídají reálným hodnotám získaných na vodním díle a nelze s jistotou říct, jak daný ventil naruší proudění v přivaděči, a jak se jeho instalace projeví na výsledném výkonu turbíny daného díla. Tuto problematiku lze v dnešní době řešit pomocí komerčních nebo volně šiřitelných CFD programů, využívajících k výpočtu této ztráty řešení parciálních diferenciálních rovnic, popisujících danou problematiku. V práci je zhodnocena výměna rychlouzávěru tlakového přivaděče na vodním díle Vranov, výkresová dokumentace tohoto díla se základními rozměry a dispozicemi je součástí přílohy.

V dnešní době se především používají 3 typy rychlouzávěrů pro daný typ přivaděče a to nožová šoupátka, klapkové a kulové uzávěry. Cena těchto ventilů vždy roste s klesající tlakovou ztrátou a je obtížné odhadnout návratnost investice do dražšího rychlouzávěru s nižší tlakovou ztrátou. V minulosti bylo hojně využíváno především klapkového a kulového uzávěru, v dnešní době je ale kladen mnohem větší důraz na narušení proudění a pořizovací cenu daného zařízení, kdy je třeba zvolit vhodný kompromis mezi těmito vlastnostmi. Z těchto důvodů se začínají prosazovat moderní nožová šoupátka, která vycházejí z koncepce klínového uzávěru, u kterého se podařilo potlačit jeho hlavní nevýhodu a to silné narušení proudu za ventilem. Nožová šoupátka nabízí přijatelnou tlakovou ztrátu při výrazně nižší pořizovací ceně než kulové uzávěry, a proto se jeví jako ideální kompromis k výměně daného zařízení. Do jaké míry bude mít tato výměna význam, ukážou až výsledky získané z CFD výpočtu na daném díle.

Vodní dílo Vranov bylo vystaveno roku 1933 na 175,41 říčním km řeky Dyje. Toto dílo o celkovém objemu 132,696 mil. m³ slouží především jako protipovodňová ochrana, rekreační centrum a vodní elektrárna sloužící k výrobě elektrické energie. Jedná se o akumulaci špičkovou vodní elektrárnu disponující celkovým výkonem 18,9 MW rozděleným do tří identických Francisových turbín o průměru 1540mm s maximální hltností cca 15 m³/sec. Voda je k turbínám přiváděna pomocí 3 tlakových přivaděčů o průměru potrubí $D_N = 2600mm$, které se postupně zužuje na $D_N = 1800mm$, do oblasti, kde je potrubí napojeno na rychlouzávěr. Přivaděč je osazen dvěma bezpečnostními rychlouzávěry, které se nacházejí na počátku vtokového objektu a těsně před vstupem do spirální skříně. Odtok vody

je zajištěn kolenovou savkou, ústící pod gravitační betonovou hrází ve vývařišti. Na přehradě jsou dále instalovány čtyři spodní výpustě sloužící k odpuštění přebytečné vody nebo k udržení spodní hladiny řečiště v případě odstavení turbín. Spodní výpusti disponují vnitřním průměrem potrubí $D_N = 1600\text{mm}$ a jsou osazeny 2 Johnsonovy a 2 válcovými provozními uzávěry s průtokem cca $36\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1}$. V případech vysoké hladiny vody v řece Dyji slouží k odvodu vody korunový nehrazený přeliv s maximálním průtokem asi $460\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1}$. Pohled na část přepadu a korunu hráze spolu se strojovnou elektrárny je zobrazen na obr. 1.



Obr. 1 Vodní dílo Vranov [1]

2 RYCHLOUZÁVĚRY NA VODNÍCH DÍLECH

Rychlouzávěry jsou na vodních dílech používány především jako montážní a bezpečnostní uzávěry, které v případě potřeby slouží jako ochrana vodního díla během nenadálých událostí. Jako situaci vedoucí k havárii lze považovat především prasknutí potrubí v případě vodního rázu nebo vady materiálu a dosažení průběžných otáček turbíny vlivem vadné regulace. Cílem rychlouzávěru je uzavření přivaděče v co možná nejmenším čase bez vzniku vodního rázu a zamezení poškození díla zaplavením strojovny nebo vyvrácení rotoru při dlouhém provozu na průběžných otáčkách. {2}

Rychlouzávěry jsou většinou umísťovány na vstup do přivaděče nebo v případě Francisovy turbíny těsně před spirální skříň. U vodních elektráren osazených Peltonovými turbínami mohou být instalovány tyto rychlouzávěry také před dýzy turbíny. Výhodou umístění na vstupu je nízké riziko vzniku vodního rázu a tím pádem krátké uzavírací časy, nevýhodou je zaplavení strojovny a savky vodou obsaženou v přivaděči za rychlouzávěrem. Další nevýhodou je nutnost přítomnosti zaplavovacího nebo zavzdušňovacího zařízení při otevírání ventilu vzhledem k vysokému tlaku a tím pádem i síle působící na uzavírací těleso. Ventily užívané k těmto účelům se dělí do několika skupin dle konstrukce a jsou koncipovány s ohledem na co možná nejmenší tlakovou ztrátu a narušení proudu kapaliny při plném otevření. Vzhledem k tomuto faktu mají rychlouzávěry větší ztráty a nestabilní chování v mezi-polohách, z tohoto důvodu nejsou vhodné k regulaci.

2.1 Klapkové rychlouzávěry

Klapkové uzávěry se nejčastěji používají jako vnitřní rychlouzávěry tlakových potrubí. Jejich uzavírací prvek má kruhový nebo oválný tvar a otáčí se okolo svislé nebo častěji vodorovné osy. Na tuto hřídel je nasazeno rameno s přidavným závažím vyvozujícím na hřídeli klapky dostatečný krouticí moment vedoucí k rychlému samočinnému uzavření přívodního potrubí. Otevírání klapky je zprostředkováno servo-pohonem, poháněným tlakovým olejem. Servomotor může být přímý, prstencový nebo kyvně uložený.

Klapkový rychlouzávěr se umísťuje na začátku tlakového potrubí, kde musí být za ním zařazeno zavzdušňovací a vyvzdušňovací zařízení. V některých případech se klapkové uzávěry umísťují i těsně před spirální skříň, kde je riziko vzniku hydraulického rázu vyšší a musí být přesně určen průběh uzavírání. Proto tyto klapky nejsou uzavírány vlastní vahou

přidaného závaží, ale pomocí servomotoru poháněného tlakovým olejem nebo filtrovanou vodou.

Uzavírací prvek je vyroben nejčastěji z litiny nebo je svařovaný. V případě svařované konstrukce je vyztužen žebry rovnoběžně vedenými s prouděním. Hřídel klapky je průběžný a uložený v bronzových pouzdrech ve vnějším plášti potrubí. Tato pouzdra se skládají ze dvou částí a jsou těsněna pomocí manžet. Uložení uzavíracího tělesa spolu se závažím na průběžném hřídeli v plášti klapkového rychlouzávěru je zobrazeno na obr. 2. {3}

Klapkové rychlouzávěry jsou rozdělovány podle umístění osy rotace uzavíracího tělesa na souměrné a nesouměrné. Souměrné klapkové uzávěry mají osu rotace umístěnou ve středu tělesa, nesouměrné klapkové uzávěry mají tuto osu mírně vyosenou.



Obr. 2 Klapkový rychlouzávěr firmy Ševčík - vodohospodářská zařízení s.r.o. [2]

2.2 Kulové rychlouzávěry

Používají se jako těsné rychlouzávěry těsně před spirální skříní vysokotlakých Francisových turbín nebo před dýzami Peltonových turbín. Uzavírací těleso má tvar koule otočné kolem osy kolmé na osu potrubí. V kouli kolmo na její otočnou osu je upravený válcový otvor, který při plném otevření ventilu tvoří hladké pokračování tlakového potrubí.

Otočením uzavíracího kulového tělesa o 90° se proti otvoru ve směru proudu natočí komora, ve které je uložena volně vedená kruhová deska. V uzavřené poloze uzávěru vnikne voda z potrubí kolem vedení desky až k ní, a přitlačí ji na bronzové sedlo ve vnějším tělese uzávěru, čímž je zaručena těsnost uzávěru. Pro otevření rychlouzávěru je zapotřebí nejdříve

vypustit tlakovou vodu obtokovým potrubím z prostoru za deskou, která se tím odlehčí a až posléze je možné začít otáčet kulové uzavírací těleso. K otáčení kulovým tělesem se používá přímého nebo prstencového servomotoru. V případě velkých rozměrů a spádů se k uzavírání využívá servomotoru s oboustranným uspořádáním, kde je kroučící moment převáděn přes oba čepy. Servomotory jsou poháněny tlakovou filtrovanou vodou z přívodního potrubí nebo olejem z čerpacího agregátu.

Kulové uzávěry mají před ostatními typy ventilů řadu výhod. V otevřené poloze nenaruší proudění, mají menší požadavky na zástavbový prostor a vykazují lepší vlastnosti z hlediska pevnostního namáhání. Dále jsou k ovládní ventilu zapotřebí menší síly, a s tím související velikosti servo-pohonu. Nevýhodou těchto ventilů je výrazně vyšší pořizovací cena a náročná výroba.

Kulové uzávěry jsou konstruovány jako jednocestné nebo dvoucestné, kde jednocestné kulové rychlouzávěry mají jednu těsnící desku a těsnění, dvoucestná varianta má dva těsnění a dvě těsnící desky. Dvoucestné uzávěry tohoto typu se používají především u přečerpávacích elektráren, kde nahradí 2 rychlouzávěry před turbínou v turbínovém nebo čerpadlovém režimu. Z důvodu nutnosti odlehčení těsnící desky při otevírání ventilu nemohou být použity tyto ventily ve výpusti přehrad, a z důvodu špatných hydraulických vlastností v mezipolohách nemohou být použity ani jako regulační uzávěry. Kulové uzávěry jsou především používány jako rychlouzávěry s dobou zavírání 15-30s. Ukázku kulového rychlouzávěru instalovaného na přečerpávací elektrárně Dlouhé Stráně můžete vidět na obr. 3 {3}



Obr. 3 Kulový rychlouzávěr-VD Dlouhé Stráně[3]

2.3 Klínové rychlouzávěry a nožová šoupátka

Oba typy rychlouzávěrů jsou používány jako rychlouzávěry instalované těsně před vstupem do spirální skříně přivaděčů vysokotlakých turbín. Princip těchto ventilů spočívá v zasunutí hradícího tělesa „srdce“ do potrubí, čímž se docílí přerušení toku daného média, tedy jeho uzavření. Hlavní rozdíl mezi klínovými uzávěry a nožovými šoupátky je ve vedení těchto těles při otevírání či zavírání uzávěru.

2.3.1 Klínové uzávěry

Uzavírací těleso má tvar klínového stavidla oválného tvaru, které potřebuje pro vedení a těsnění drážky. Tyto drážky zůstávají po úplném otevření ventilu nezakryté, přispívají ke chvění ventilu v mezi-polohách a především k špatným hydraulickým vlastnostem vyplývajících z narušení proudu. Klínové uzávěry byly používány v minulosti a dnes jsou nahrazeny především nožovými šoupátky. Tyto uzávěry jsou stále používané jako těsné nouzové uzávěry malých tlakových přivaděčů nebo uzávěry spodních výpustí přehrad. {3}

2.3.2 Nožová šoupátka

Nožová šoupátka svou konstrukcí připomínají klínové uzávěry a jsou kompromisem dobrých vlastností klínových uzávěrů (jednoduchá manipulace a údržba) spolu s dobrými hydraulickými vlastnostmi jiných druhů ventilů. Uzavírací těleso těchto ventilů má oválný tvar obdélníkového průřezu připomínající hradící těleso stavidla, které je ale delší než v případě klínového uzávěru. Uzavírací těleso je při otevírání nebo uzavírání pevně vedeno v drážkách po celé délce, čímž se zamezilo chvění ventilu v mezi-polohách. V srdci je upravený hladký otvor, který při plném otevření navazuje na profil potrubí. Srdce uzávěru je vedeno po bronzových lištách nebo válečcích tvořící řetěz.

Z důvodu zmenšení nároků na zvedací mechanismus se při zvedání uzavíracího tělesa během otevírání rychlouzávěru nejdříve zaplní potrubí za ventilem obtokem potrubím menšího průměru. Po naplnění potrubí a vyrovnání tlaků před a za ventilem se začíná teprve se zvedáním uzavíracího tělesa. Tento postup je možný jen v případě ventilů instalovaných ve vnitřní části přivaděče - nemůže být použit u výtoku z nádrže. {3}



Obr. 4 Nožové šoupátko [4]

3 VÝPOČET TLAKOVÉ ZTRÁTY

Teoretický výpočet tlakových ztrát potrubních systémů je rozdělen na 2 části, a to na výpočet délkových a místních ztrát. Délkové ztráty zahrnují tlakovou ztrátu kapaliny vlivem tření daného média po délce potrubí a jejich velikost lze spočítat z teoretických vztahů. Místní ztráty zahrnují ztrátu energie daného média v dalších prvcích instalovaných na potrubní trase jako uzavírací armatury, zúžení nebo rozšíření potrubí, popřípadě odbočovací nebo rozdělovací kusy potrubí. Hodnoty těchto ztrát jsou výrazně vyšší než ztráty délkové a jejich velikost je většinou stanovena experimentálně. Obě tyto ztráty vedou k přeměně části tlakové energie proudu na energii tepelnou, která je nevratně ztracena.

3.1 Délkové ztráty kruhového potrubí Y_L

Délkové ztráty v potrubí jsou způsobeny třením kapaliny vlivem její viskozity o tenkou vrstvu daného média přilepenou na stěny protékaného zařízení a jejich velikost je definovaná pomocí Darcy-Weisbachova vztahu

Kde: v ... střední rychlost [$\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$]

D_h ... hydraulický průměr [m]

L ... délka potrubí [m]

λ ... součinitel tření [m]

i ... koeficient označující jednotlivé ztráty v případě jejich sériového řazení [-]

$$Y_L = \sum_{i=1}^n \lambda_i \cdot \frac{L_i}{D_{h_i}} \frac{v_i^2}{2} \quad (3.1.1)$$

Jako D_h je označen hydraulický průměr, který se spočítá dle vztahu 3.1.2 jako poměr čtyřnásobku vnitřního průřezu daného potrubí S [m^2] a jeho omočeného obvodu O [m]. Pod pojmem hydraulický průměr si můžeme představit charakteristický rozměr průtočného profilu obecného tvaru, který v případě kruhového potrubí nabývá hodnot průměru potrubí $D_h = D$.

$$Dh = \frac{4 \cdot S}{O} \quad (3.1.2)$$

$$K_R = \frac{k}{D} \quad (3.1.3)$$

Ze vztahu 3.1.1 je patrné, že délkové ztráty jsou dány především součinitelem délkových ztrát λ a rostou s druhou mocninou rychlosti proudění, tedy průtoku. Hodnota součinitele délkových ztrát je funkcí Re a relativní drsnosti potrubí Kr , která je dána střední drsností potrubí k [m] a velikostí průměru D [m] podle vztahu 3.1.3. Nerovnost povrchu k je dána druhem materiálu a jeho následným zpracováním. Její hodnotu lze orientačně odečíst z následující tabulky.

Tab. 1 Závislost střední nerovnosti povrchu k na kvalitě povrchu [5]

materiál potrubí	kvalita vnitřních stěn	k [mm]
ocel	nové, vyčištěné a natřené	0,1
	částečně zrezavělé	0,35-0,4
	zrezavělé po delším provozu	1,2-3
litina	nové	0,5-1
	částečně zrezavělé	až 1,5
beton	ocelové bednění	0,5-1
	dřevěné bednění	1-3

Velikost součinitele λ je prezentována dvěma způsoby a to pomocí empirických vztahů nebo graficky. Grafická forma závislosti λ na Re a Kr se nazývá Moodyho nebo Nikuratzeho diagram. Rozdíl mezi těmito dvěma grafy je pouze v principu získávání hodnot, kdy Moody měřil tlakové ztráty na reálně vyrobeném potrubí a Nikuratzeho na potrubí s uměle vytvořenou drsností.

3.1.1 Reynoldsovo číslo

Ke správné orientaci v Nikuratzeho nebo Moodyho diagramu je zapotřebí definovat veličinu zvanou Reynoldsovo číslo „ Re “. Reynoldsovo číslo je bezrozměrné číslo

charakterizující chování proudící kapaliny a rozděluje toto proudění do dvou oblastí, a to na proudění laminární a turbulentní. Hraniční hodnotou mezi těmito dvěma typy proudění je Reynoldsovo kritické číslo, které pro newtonovské kapaliny nabývá přibližně hodnot $Re_{KRIT} = 2320$. Reynoldsovo číslo se vypočte ze vztahu 3.1.1.1.

Kde: v ... střední rychlost [$m^2 \cdot s^{-1}$]

D_h ... hydraulický průměr

ν ... kinematická viskozita [$m^2 \cdot s^{-1}$]

$$Re = \frac{v \cdot D_h}{\nu} \quad (3.1.1.1)$$

Laminární proudění

Jako laminární proudění je považováno proudění kapaliny přibližně s hodnotou Reynoldsova čísla menší než Re_{KRIT} . Kapalina se pohybuje ve vrstvách, které se nijak po průřezu nenarušují, a tedy nedochází k žádnému promíchávání kapaliny. Kapalina je pouze vlivem viskozity bržděna o stěny potrubí a o sebe sama. V důsledku tohoto jevu má rychlostní profil tvar paraboly. Laminární proudění se v technické praxi vyskytuje jen výjimečně, například při řešení proudění látek s velkou viskozitou potrubím s malou světlostí a nízkou rychlostí proudění (řešení průtoku krve cévami).

Turbulentní proudění

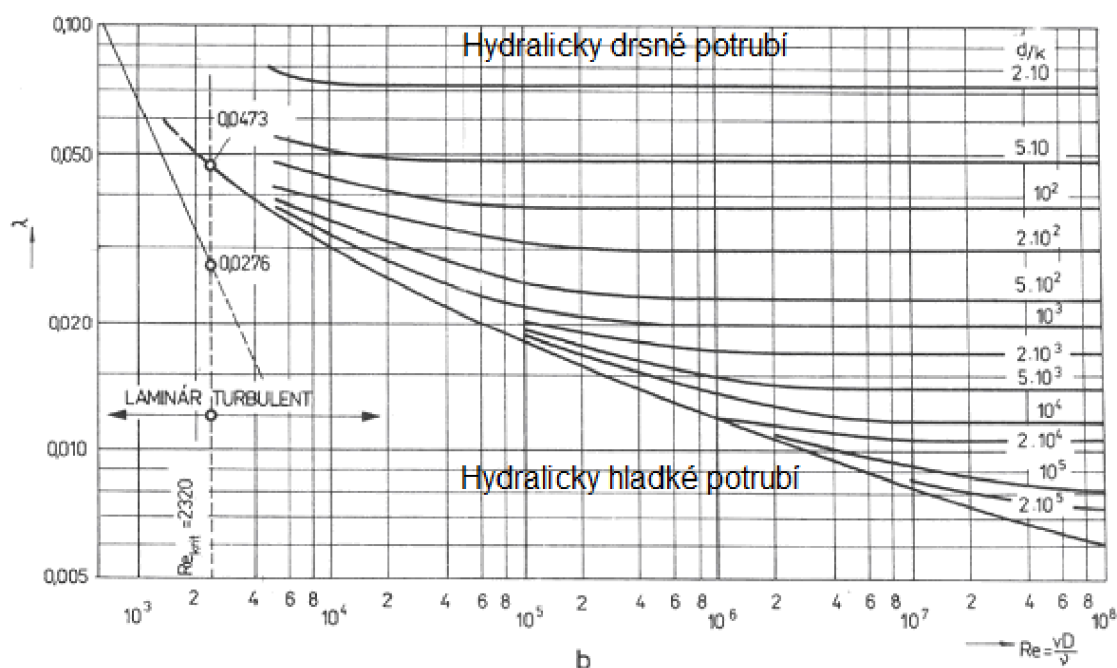
Jako turbulentní proudění je považováno proudění kapaliny s hodnotou Reynoldsova čísla vyšší než Re_{KRIT} . Pro tento typ proudění jsou charakteristické náhodné změny rychlosti, vzniklé nestabilitou poměru setrvačných a třecích sil. Při tomto chaotickém vzniku fluktuací rychlostí dochází k promíchávání jednotlivých vrstev, vedoucímu k intenzivnímu míšení kapaliny po celém průřezu protékané oblasti. Vektor rychlosti proudění je v každém místě průřezu potrubí jiný, mění se s časem, za vzniku miniaturních lokálních vírů. {5}

V případě turbulentního proudění bylo experimentálně zjištěno, že na stěnách potrubí nebo obtékaného tělesa vzniká vrstva kapaliny s laminárním pohybem, tzv. laminární podvrstva. Tloušťka této vrstvy se pohybuje v řádech desetin milimetrů a její velikost lze

podle Karmána vypočítat ze vztahu 3.1.1.2. Těsně za touto vrstvou kapaliny následuje přechodová vrstva, která se nachází mezi laminární podvrstvou a turbulentním jádrem. Tato vrstva tvoří další oblast turbulentního proudu a společně tyto dvě vrstvy kapaliny tvoří turbulentní mezní vrstvu. {6}

$$\delta = \frac{32,5.Dh}{Re.\sqrt{\lambda}} \quad (3.1.1.2)$$

3.1.2 Moodyho a Nikuratzeho diagram a součinitel délkových ztrát λ



Obr. 5 Nikuratzeho diagram [5]

Nikuratzeho diagram je nevhodný z hlediska odečítání součinitele délkových ztrát λ v technické praxi, ale je užitečný pro utvoření představy o výpočtu tohoto součinitele v různých oblastech proudění. Tyto vztahy se dělí podle typu proudění daného média na laminární a turbulentní část. Turbulentní oblast diagramu je dále rozdělena na část hydraulicky hladkého nebo drsného potrubí a přechodovou oblast. Empirických vztahů pro výpočet λ je mnoho, různých autorů a přesností, ale v práci bude uveden pro každou oblast pouze jeden vztah, s kterým bude dále počítáno v praktické části této diplomové práce.

Laminární oblast

Výpočet λ v této oblasti je jako jediný jasně popsán a řídí se pomocí následující rovnice, která říká, že součinitel délkových ztrát λ je závislý v oblasti laminárního proudění jen na Reynoldsově čísle.

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad (3.1.2.1)$$

(A) Turbulentní oblast – Hydraulicky hladké potrubí

Nerovnosti potrubí jsou plně překryty silnou laminární podvrstvou, jejich význam je tímto potlačen, díky čemuž je součinitel λ závislý pouze na Re . Ve vztazích popisujících tento typ proudění se tedy střední nerovnost povrchu vůbec nevyskytuje. Potrubí může být považováno za hydraulicky hladké, pokud tloušťka laminární podvrstvy δ je minimálně pětikrát vyšší než velikost střední hodnoty nerovnosti povrchu. Hodnotu λ pro tento typ proudění popisuje např. Prandlův vztah 3.1.2.2 platící pro $Re \leq 10^5$

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 2,3 \log \frac{Re \sqrt{\lambda}}{2,51} \quad (3.1.2.2)$$

(B) Turbulentní oblast – Přechodová oblast mezi hydraulicky drsným a hladkým potrubím

Se zvyšujícím se Re začíná zmenšující se tloušťka laminární podvrstvy odkrývat nerovnosti potrubí - jejich vliv je potřeba zahrnout do výpočtu. Tato oblast je popsána pomocí Al'tšulova vztahu 3.1.2.3.

$$\lambda = \left(-1,8 \log \left(\frac{K_R}{10} + \frac{7}{Re} \right) \right)^{-2} \quad (3.1.2.3)$$

(C) Turbulentní oblast – Hydraulicky drsné potrubí

Při vysoké hodnotě Re a snižující se tloušťce laminární podvrstvy se projevují do výsledné hodnoty λ i nerovnosti potrubí k . Část diagramu, kde drsnost potrubí k úplně převládá nad Reynoldsovým číslem, se nazývá oblast hydraulicky drsného potrubí. Závislost součinitele délkových ztrát λ na nerovnosti povrchu k popisuje Nikuratzeho vztah 3.1.2.4.

$$\lambda = 0,25 \cdot \left(\log \frac{3,71 \cdot D}{k} \right)^{-2} \quad (3.1.2.4)$$

Univerzální vztahy

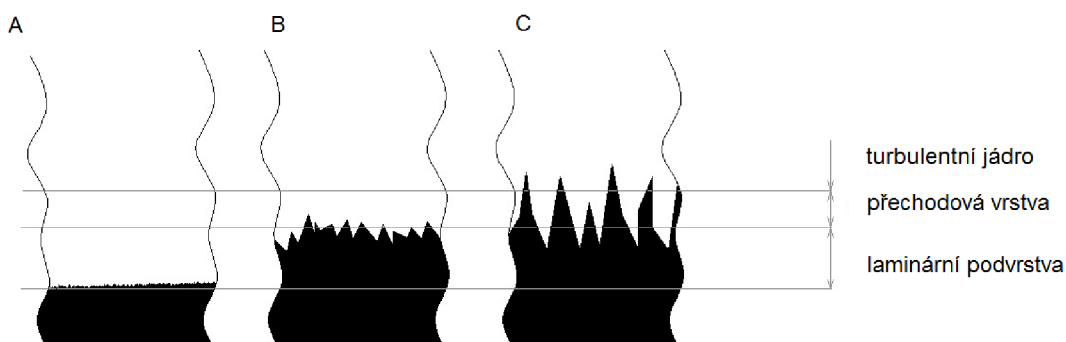
V práci budou pro výpočet λ použity Churchillovy vztahy 3.1.2.5, které mají použití ve všech oblastech turbulentního proudění.

$$\lambda = 8,12 \sqrt{\left(\frac{8}{Re} \right)^{12} + \frac{1}{\sqrt{(A+B)^3}}} \quad (3.1.2.5)$$

Kde koeficienty A a B jsou funkcí Reynoldsova čísla a relativní drsností povrchu Kr . Jejich výpočet je dán následujícími vztahy.

$$A = \left\langle -2,457 \ln \left[\left(\frac{7}{Re} \right)^{0,9} + 0,27 \cdot \frac{k}{d} \right] \right\rangle^{16} \quad B = \left(\frac{37530}{Re} \right)^{16}$$

Na obr. 6 jsou zobrazeny všechny 3 případy turbulentního proudění v závislosti velikosti nerovností povrchu na šířce laminární podvrstvy.



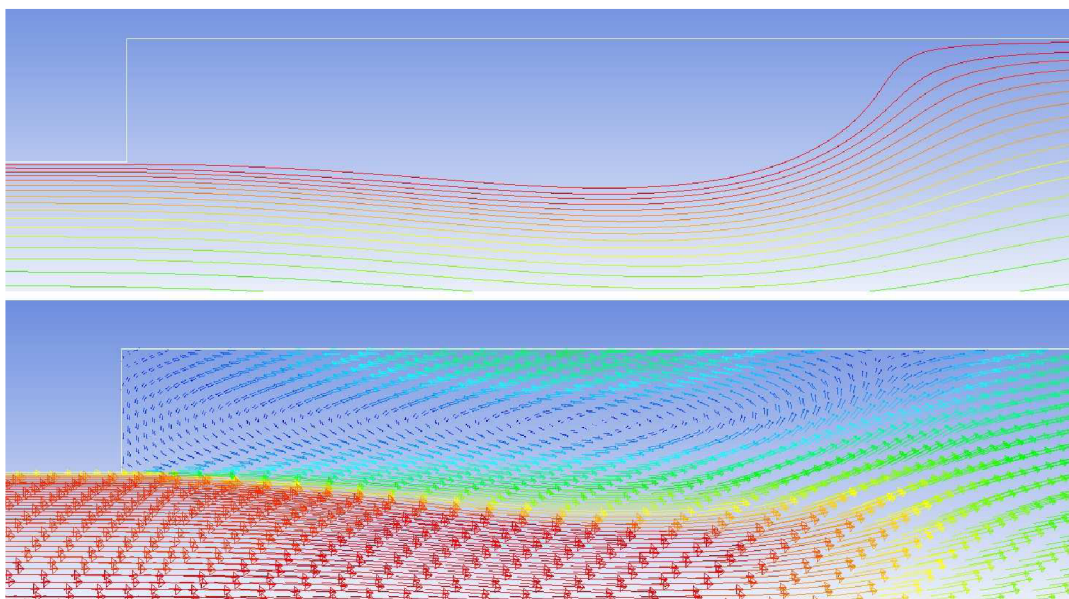
Obr. 6 Přejchod mezi hydraulicky hladkým a drsným potrubím

3.2 Místní tlakové ztráty

Místní tlakové ztráty zahrnují ztráty zavřením nebo odtržením kapaliny v důsledku narušení proudu náhlou změnou rychlosti nebo směru proudění. Tato změna je především vyvolána změnou geometrie protékané oblasti a tyto ztráty jsou vztahovány k prvku, který tento stav vyvolal. Ukázkou vzniku místní tlakové ztráty lze demonstrovat na příkladu náhlého rozšíření geometrie, jak je vidět na obr. 7, kde jsou znázorněny proudnice a vektory rychlosti oblasti za rozšířením. Z obrázku je patrné odtržení proudu za hranou a vznik víru v oblasti úplavu. Při průchodu kapalinou rozšířením a platnosti zákona zachování hmoty by mělo dojít ke skokové změně rychlosti proudění, což je samozřejmě nesmysl. Tento fakt je v rozporu se zákonem zachování hybnosti, kde by skoková změna rychlosti vyžadovala nekonečně velké zpomalení. Výsledkem tohoto jevu je odtržení proudu od hrany, při vzniku sekundárního proudění v mrtvém koutu. Tento vír má za důsledek ztrátu energie proudu rovnou energii potřebné pro pohyb kapaliny v této oblasti, tedy vznik ztráty.

Výpočet místních tlakových ztrát je dán Weisbachovým vztahem 3.2.1, který říká, že velikost těchto ztrát je dána součinitelem místních ztrát ζ a rostou s druhou mocninou rychlosti proudění popřípadě průtoku. Součinitel ζ je určen experimentálně a je závislý na geometrii daného prvku a na Re . Velikost tohoto součinitele je přímo úměrná velikosti disipace energie v místě jejího vzniku.

$$Y_M = \frac{\Delta P}{\rho} = \zeta \frac{v^2}{2} \quad (3.2.1)$$



Obr. 7 Vznik víru vlivem odtržení kapaliny spočítaný v programu Fluent

4 VÝPOČET TLAKOVÉ ZTRÁTY ZA POMOCÍ CFD

K určení vlivu výměny rychlouzávěru na výkon turbíny bylo zapotřebí získat představu o rozložení rychlostního a tlakového pole na díle, před a po výměně rychlouzávěru. K tomuto kroku bylo využito stále více se rozvíjejícího odvětví CFD využívající k samotnému výpočtu numerické řešení parciálních diferenciálních rovnic popisujících daný typ proudění. Jejich integrací a následným přepisem do algebraické formy, spolu se správně zvoleným modelem turbulence, jsme schopni získat představu o průbězích tlaků a rychlostí ve výpočtové doméně. Měřítkem přesnosti výpočtu je především správně sestavená výpočtová síť a přesně určené okrajové a počáteční podmínky, potřebné pro řešení diferenciálních rovnic.

Každý CFD výpočet se skládá z 3 základních částí, a to z preprocesoru, výpočtu a postprocesoru.

Preprocesor

Toto je první krok při vytváření nového modelu. Zahrnuje vytvoření geometrického modelu, nanesení výpočtové sítě a nastavení polohy okrajových a počátečních podmínek.

Výpočet

CFD program provede výpočet zadaného problému a výsledné hodnoty uloží do souborů, které dále slouží k zobrazení konkrétních výsledků.

Postprocesor

Jedná se o finální krok v průběhu celé analýzy, jehož výsledkem je detailní zobrazení vypočtených hodnot ve formě grafů, čísel, obrázků nebo animací (pokud byla analýza počítána v čase). Správná interpretace jednotlivých výsledků je velmi důležitá, a proto většina programů umožňuje širokou škálu výstupů všech proměnných vstupujících do výpočtu. Některé komerční produkty umožňují uložit výstup ve VRML formátu a dávají tak možnost prohlížet výsledky ve 3D zobrazení bez nutnosti instalovat samotný postprocesor. {1}

Použitý software

Modely přivaděčů a spirální skříně byly vytvořeny v programu Autodesk Inventor 2011 a výsledná geometrie byla importována v podobě dílčích objemů tvarově složitějších celků, křivek a ploch do preprocesoru GAMBIT. Tento postup je sice zdlouhavý, ale poskytuje úplnou kontrolu nad vznikající geometrií a je vhodným kompromisem při importování složitější geometrie do GAMBITU, vytvořené v jakémkoliv CAD/CAM programu. Import celkové geometrie komplikují nepřesnosti geometrie vzniklé při převodu mezi programy a práce s virtuální geometrií vznikající při jejich opravě. Možností, jak importovat a upravit geometrii vhodnou k následnému síťování vzniklou v CAD programech, je mnoho a jejich největší výhodou je zachování pohodlnosti modelování v CAD prostředí, při využití nástrojů pro síťování obsažených v GAMBITU. Tento postup bohužel často naráží na nekompatibilitu, především tvarově složitějších ploch při exportu a drobné geometrické nepřesnosti.

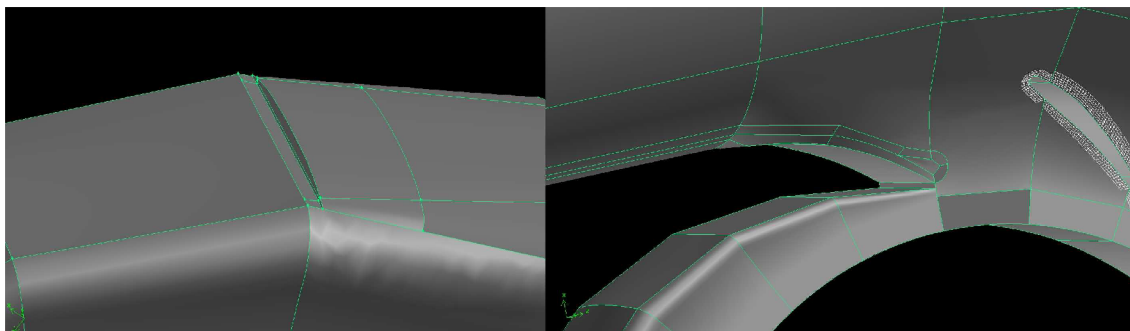
Výpočet a následný postprocessing byl proveden v programu Ansys Fluent 13, ve kterém se především vyhodnotil rozdíl celkových tlaků na vstupu do přivaděče a výstupu ze spirální skříně v prostoru mezi rozváděcími lopatkami a oběžným kolem. Jako další sledovaný parametr bylo vyhodnocení vzniklého proudění za různými ventily, jako například vliv zavírání kapaliny v oblasti prostoru nožového šoupátka nebo narušení proudu kapaliny za klapkovým uzávěrem.

4.1 Tvorba modelu

Tvorba modelů je jedna z nejdůležitějších částí preprocesingu, která rozhoduje o kvalitě a typu výsledné sítě. Při tvorbě modelu bylo upřednostňováno zachování v co možná největší míře strukturované sítě formátu HEX, před dokonale přesným geometrickým modelem. Z tohoto kompromisu plyne celá řada zjednodušení a ořezání modelu, které jsou například zobrazeny na obr. 8.

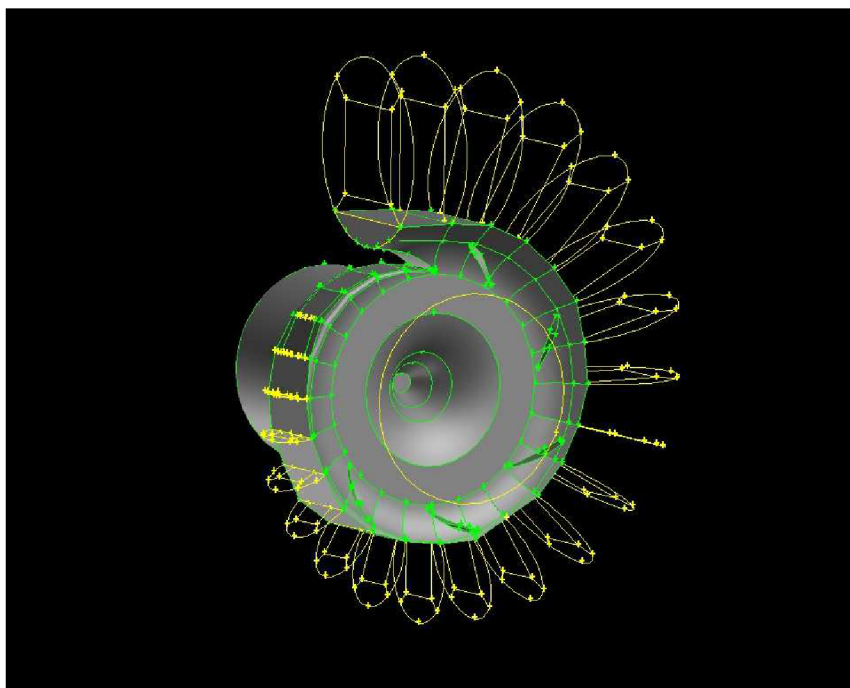
Rozměry modelu vycházely z výkresové dokumentace vodního díla Vranov, kde byl zanedbán vliv vstupního objektu stavby, oběžného kola a savky. Tyto nepřesnosti jsou zohledněny v další části výpočtu, kde se jejich vliv teoreticky dopočítá. Potrubí přivaděče a kulový uzávěr byli považováni za dokonale hladké a v oblasti ventilů byly zanedbány vlivy drobných prvků, jako šrouby, hřídel u klapkového uzávěru nebo různá montážní žebra. Tyto

nepřesnosti jsou považovány jako nepodstatné a jejich vliv se do výsledného výpočtu nezohledňuje.



Obr. 8 Ukázky zjednodušení modelu - nezarovnaní hrany a zanedbání přechodu spirály do potrubí

Geometrický model byl vytvořen v programu Autodesk Inventor 2011 a byl následně po částech exportován do programu GAMBIT. Přivaděč, ventil a spirála byli exportováni zvlášť s různým stupněm sestavení a geometrie, z důvodů usnadnění práce a zachování reálné geometrie. Přivaděč tvořily plochy dílčích objemů připravených pro sestavení, spirála byla sestavena z kombinace objemů tvarově obtížných těles a ventily byly exportovány jako objemy a nařezány přímo v GAMBITU. Ukázka exportovaného *.sat souboru je zobrazena na obr. 9, ostatní ukázky modelů ventilů a přivaděče jsou součástí přílohy.



Obr. 9 Spirála tvořená křivkami a objemem po importu do gambitu

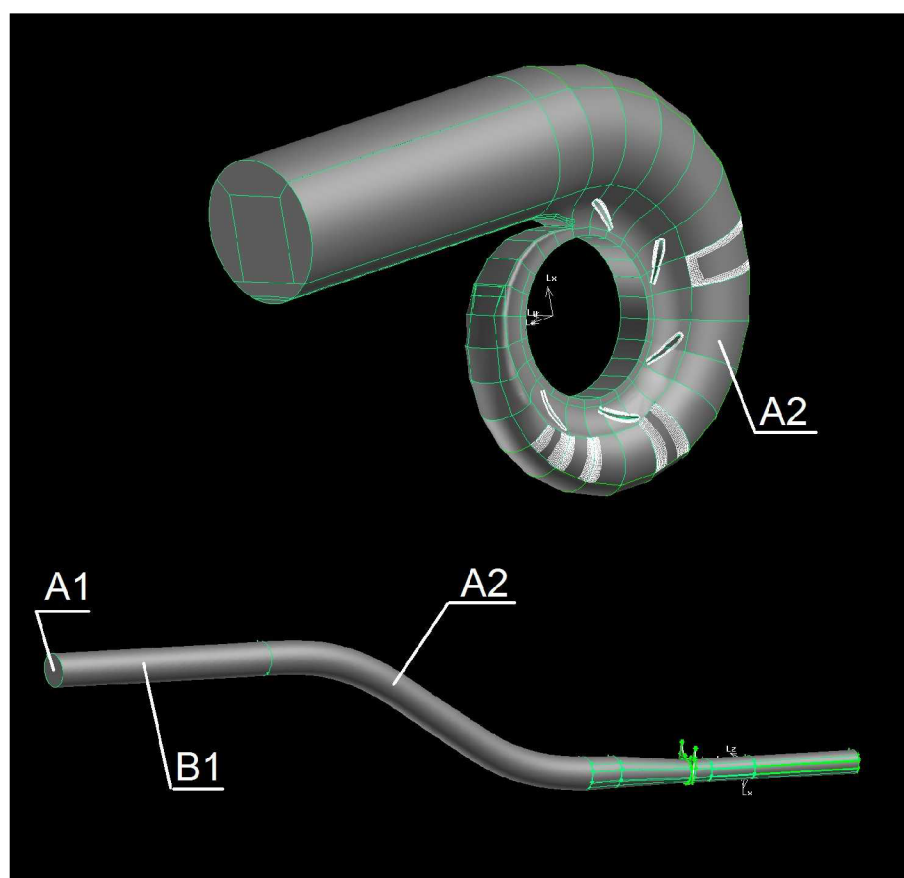
Z importovaných bodů, ploch a objemů byla dále vytvořena výsledná geometrie v souladu s pravidly pro tvorbu modelu v tomto programu bod – křivka – plocha - objem. Savka a ustalovací délky byly vytvořeny a nařezány přímo v GAMBITU. Výsledný objem kapaliny připravený pro síťování je zobrazen na obr. 10 a 11. Na obrázcích jsou vyznačeny okrajové podmínky a ustalovací délky.

A1 – rychlostní podmínka na vstupu (velocity inlet)

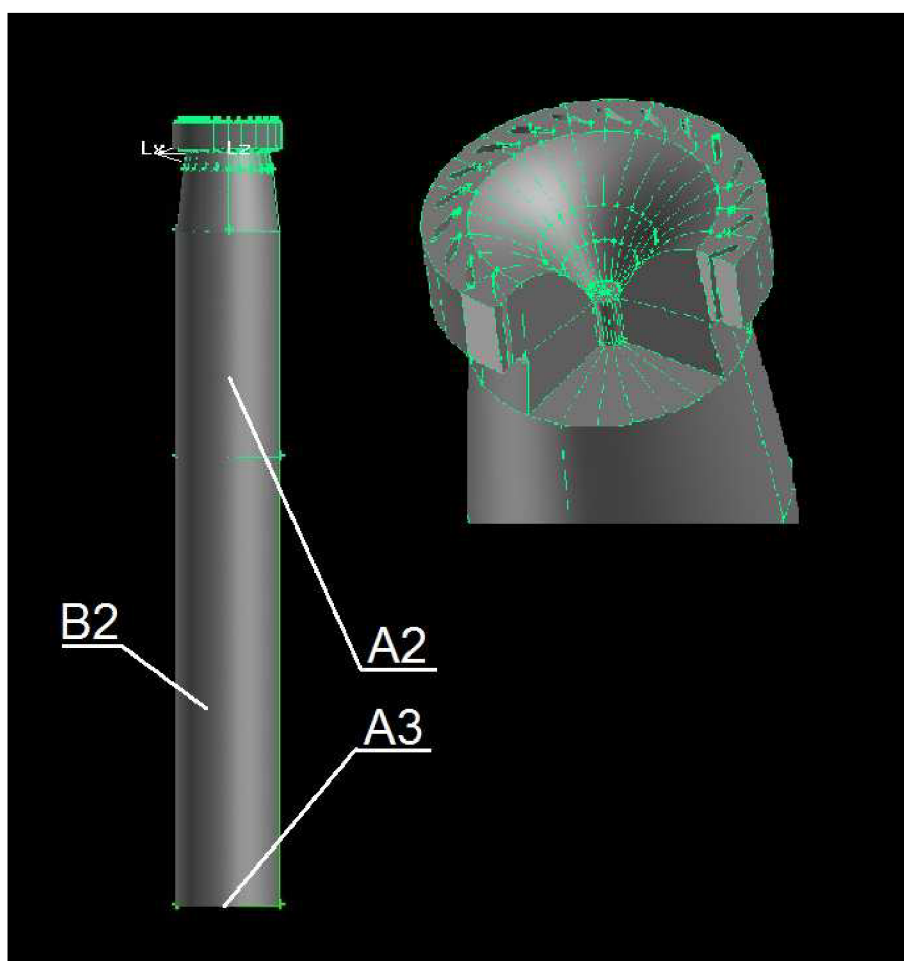
A2 – podmínka označující stěnu (wall)

A3 – tlaková podmínka na výstupu (pressure outlet)

B1,B2 – ustalovací délky



Obr. 10 Výsledný model přivaděče a spirály bez savky a rozváděcích lopatek



Obr. 11 Výsledný model savky a prostoru rozváděcích lopatek

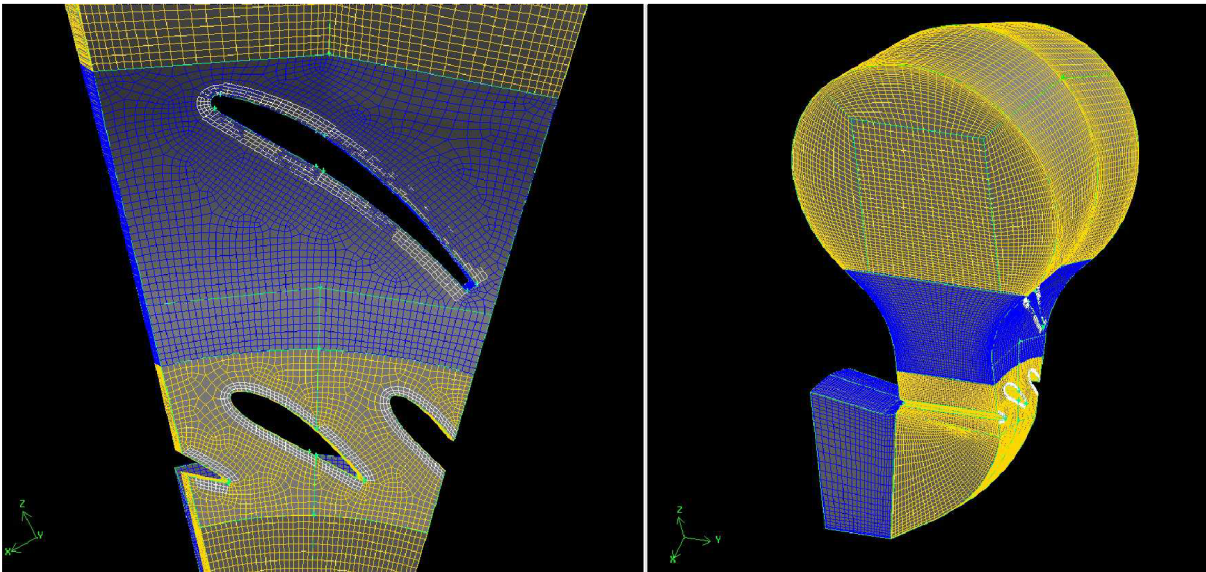
4.2 Tvorba sítě a zadání okrajových podmínek

Vzhledem k velikosti úlohy a dostupnému výpočetnímu výkonu byl na rychlouzávěrech a spirále zanedbán vliv přírub, šroubů, montážních prvků a celková geometrie byla upravena pro nejjednodušší síťování při použití HEX prvků. Výsledná síť dosahovala hodnoty maximální chyby zkosení buňky equisize skew 0,86 a poměru stran aspect ratio 35. Hex prvky poskytují nepřesnější výsledky a nejrychlejší výpočet, za cenu složité geometrie, kde bylo zapotřebí občas využít její zjednodušení. Tato zjednodušení mají ale zanedbatelný vliv na výsledné hodnoty tlaků vzhledem k charakteru úlohy a její velikosti. Jako nevýhodu strukturovaných sítí lze považovat ovlivnění výpočtu tvarem sítě, v případě nevhodně zvoleného uspořádání buněk ve výpočetní doméně. V takovém případě dochází k ovlivnění toku kapaliny předdefinováním směru. V případě nestrukturovaných sítí jsou buňky rozmístěny nahodile a tok kapaliny je určen bez těchto negativních vlivů.

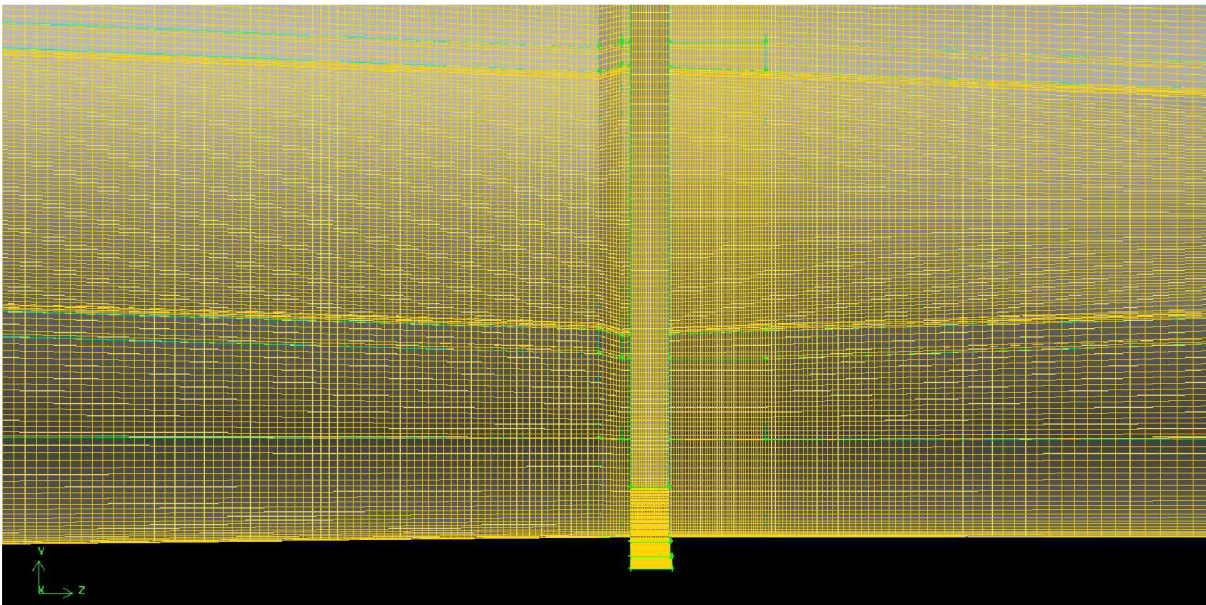
Buňky byly huštěny ke stěnám přivaděče, spirály, ventilů a lopatek, aby byly co nejpřesněji zachyceny hydraulické ztráty vzniklé třením kapaliny o stěny objektu. V případě lopatek bylo využito funkce mezní vrstvy a v jejich okolí byla použita nejjemnější síť. Dále byla síť huštěna za ventil a v blízkosti předrozdávěcích a rozváděcích lopatek, kde můžeme předpokládat ztrátu zavířením kapaliny. Charakter síťování modelu je patrný z obr. 12 a 13, kde je vidět prudký nárůst velikosti buněk v oblasti savky. Tato část modelu se vyskytuje mimo vyhodnocovanou oblast, a proto by se neměla projevit do výsledků, může ale zapříčinit špatnou konvergenci úlohy a zkreslení jejích výsledků. Tato úprava je ale bohužel nezbytná z důvodu úspory paměti.

Výsledný model a síť byla rozdělena na dvě části v polovině vzdálenosti mezi rychlouzávěrem a vstupem do spirály, z důvodu snížení nároku na výpočetní výkon a lepší práci se sítí, kde spirále s předrozdávěcími a rozváděcími lopatkami byly přiřazovány rychlostní profily spočítané na různých přivaděcích s různými typy ventilů. Před a za vyhodnocovanou oblast byly přidány ustalovací délky o velikosti 8 násobku průměru, z důvodu zamezení ovlivnění vyhodnocovací oblasti okrajovými podmínkami, jako například píستový rychlostní profil u podmínky velocity inlet nebo zpětné proudění u podmínky pressure outlet.

Do výpočetní oblasti byly přidány plochy, na kterých se bude v další části práce vyhodnocovat tlaková ztráta a sledovat konvergence daných veličin. Tyto plochy byly označeny podmínkou interior. Povrch výpočetní domény byl označen podmínkou wall, která byla rozdělena na menší části, z důvodu usnadnění adaptace sítě během výpočtu a zamezení nepříznivému zvyšování počtu buněk v oblastech, kde není zapotřebí přesné určení ztrát. Mezi tyto oblasti se řadí části modelu, na kterých není vyhodnocována tlaková ztráta a plní ve výpočtu jinou úlohu, jako ustalovací délky nebo savka. Počty buněk se u přivaděčů pohybují kolem 5000000 a u spirály a savky kolem 10500000. Pohled na celou síť a vyhodnocení její kvality je součástí přílohy.



Obr. 12 Síť v oblasti spirály



Obr. 13 Síť v oblasti nožového šoupátka

4.3 Výpočet

Všechny výpočty byly provedeny s uvažováním stacionárního proudění a nestlačitelné kapaliny. Pro výběr modelu turbulence bylo zapotřebí určit druh proudění v modelu za pomoci výpočtu Reynoldsova čísla.

$$Re = \frac{D \cdot v}{\nu} = \frac{1,8 \cdot 6,03}{10^{-6}} = 1085400$$

$$Re > Re_{KRIT}$$

Tato hodnota poukazuje na silně turbulentní proudění, a proto byl pro výpočet použit model turbulence k-ε realizable určený pro tento druh proudění kapaliny, z důvodů dobré konvergence a dostatečné přesnosti. Výpočet byl proveden pro 1. a následně 2. řád přesnosti pro interpolační schéma upwind. Pro určení proudění v oblasti stěn byly využity nerovnovážné stěnové funkce non equilibrium wall function, využívající v blízkosti stěn modelu turbulence k-Ω. Tento model turbulence vykazuje lepší výsledky na okraji víru, a tím pádem i lepších výsledků při určování ztrát. Po provedení výpočtu bylo zapotřebí adaptovat síť, kde se podařilo snížit veličinu wall y+ vypovídající o hustotě sítě v oblasti stěny v případě potrubí všech přivaděčů na průměrnou hodnotu 250-350. V oblasti nožového šoupátka se tato veličina pohybovala v rozmezí 150-250 a v případě povrchu čochy klapkového uzávěru dosahovala maximální hodnoty 400. Během výpočtu proudění ve spirální skříni a savce se hodnota wall y+ pohybovala v rozmezí 250-600, pouze lokálně v menších částech dosahovala vyšších hodnot. Hodnoty wall y+ jsou vysoké, ale nijak se do výsledku výpočtu investiční návratnosti neprojeví, protože délkové ztráty budou na přivaděčích téměř stejné a jejich výsledné hodnoty se odečtou. Rozložení veličiny wall y+ po modelu spirály a přivaděčích je součástí přílohy.

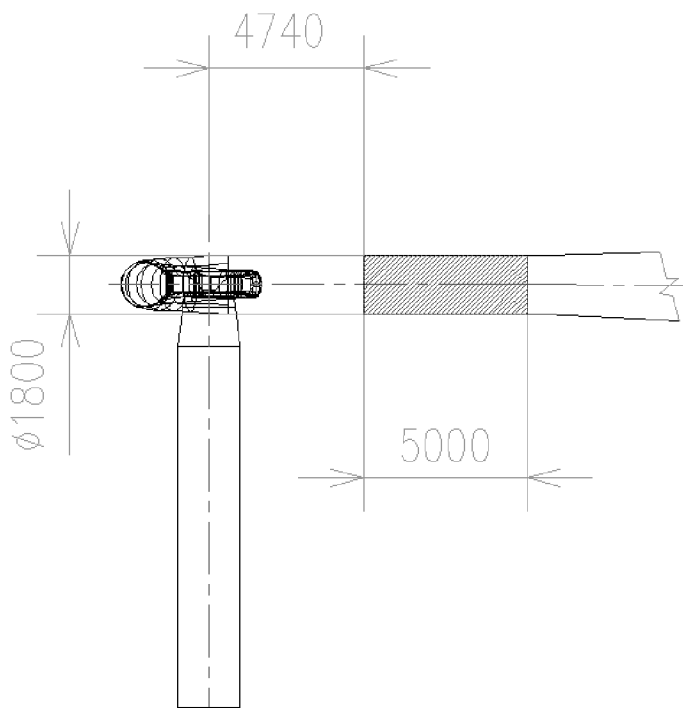
Okrajová podmínka na vstupu byla určena výpočtem z rovnice kontinuity, při uvažování nestlačitelné kapaliny a stacionárního proudění dle vztahu 4.3.1, kde Q je maximální průtok a D je průměr potrubí na počátku přivaděče. Na výstupu savky byl uvažován atmosférický tlak.

$$v = \frac{Q}{S} = \frac{Q \cdot 4}{\pi \cdot D^2} \quad (4.3.1)$$

$$v = \frac{Q \cdot 4}{\pi \cdot D^2} = \frac{16,4}{\pi \cdot 2,6^2} = 3,0136 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

4.4 Ověření výpočtu

Přesnost výpočtu byla ověřena pomocí empirických vztahů pro výpočet tlakové ztráty rovného potrubí. Poloha a velikost daného úseku je znázorněna na obr. 14, kde je zakótovaná, jak poloha, tak i velikost dané oblasti. Zkušební úsek byl zvolen vzhledem k nenarušenému a rozvinutému proudění v této oblasti, kde rychlost proudění potřebná k výpočtu byla odečtena na vstupním průřezu s hodnotou $v = 6,2898 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$. Součinitel délkových ztrát je spočítán za pomoci Churchillova vztahu a výsledná tlaková ztráta vycházející z empirických vztahů je srovnána s hodnotami získanými z Fluentu. Ve výpočtu byla uvažována drsnost povrchu $k = 3,2 \mu\text{m}$ a hustota kapaliny $\rho = 998,8 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$. Drsnost povrchu $k = 3,2 \mu\text{m}$ je v přívaděči a na stěnách spirály nedosažitelná, ale kvůli nedokonalému systému zadávání nerovností ve Fluentu, kde je uvažováno pouze hydraulicky hladké potrubí, byl tento rozdíl zanedbán.



Obr. 14 Poloha testované oblasti

Výpočet Reynoldsova čísla v dané oblasti

$$\text{Re} = \frac{D \cdot v}{\nu} = \frac{1,8 \cdot 6,2898}{10^{-6}} = 11321640$$

Výpočet součinitele délkových ztrát λ

$$A = \left\langle -2,457 \ln \left[\left(\frac{7}{\text{Re}} \right)^{0,9} + 0,27 \cdot \frac{k}{d} \right] \right\rangle^{16}$$

$$A = \left\langle -2,457 \ln \left[\left(\frac{7}{11321640} \right)^{0,9} + 0,27 \cdot \frac{0,0000032}{1,8} \right] \right\rangle^{16} = 8,0403 \cdot 10^{23}$$

$$B = \left(\frac{37530}{\text{Re}} \right)^{16} = \left(\frac{37530}{11321640} \right)^{16} = 2,1257 \cdot 10^{-40}$$

$$\lambda = 8 \cdot \sqrt[12]{\left(\frac{8}{\text{Re}} \right)^{12} + \frac{1}{\sqrt{(A+B)^3}}}$$

$$\lambda = 8 \cdot \sqrt[12]{\left(\frac{8}{11321640} \right)^{12} + \frac{1}{\sqrt{(8,0403 \cdot 10^{23} + 2,1257 \cdot 10^{-40})^3}}} = 0,00822$$

Výpočet délkových ztrát s přepočtem na Pa

$$Y_L = \rho \cdot \lambda \cdot \frac{L}{D} \frac{v^2}{2}$$

$$Y_L = 998,8 \cdot 0,00822 \cdot \frac{5}{1,8} \frac{6,2898^2}{2} = 451,11 \text{ Pa}$$

Délkové ztráty určené programem Fluent

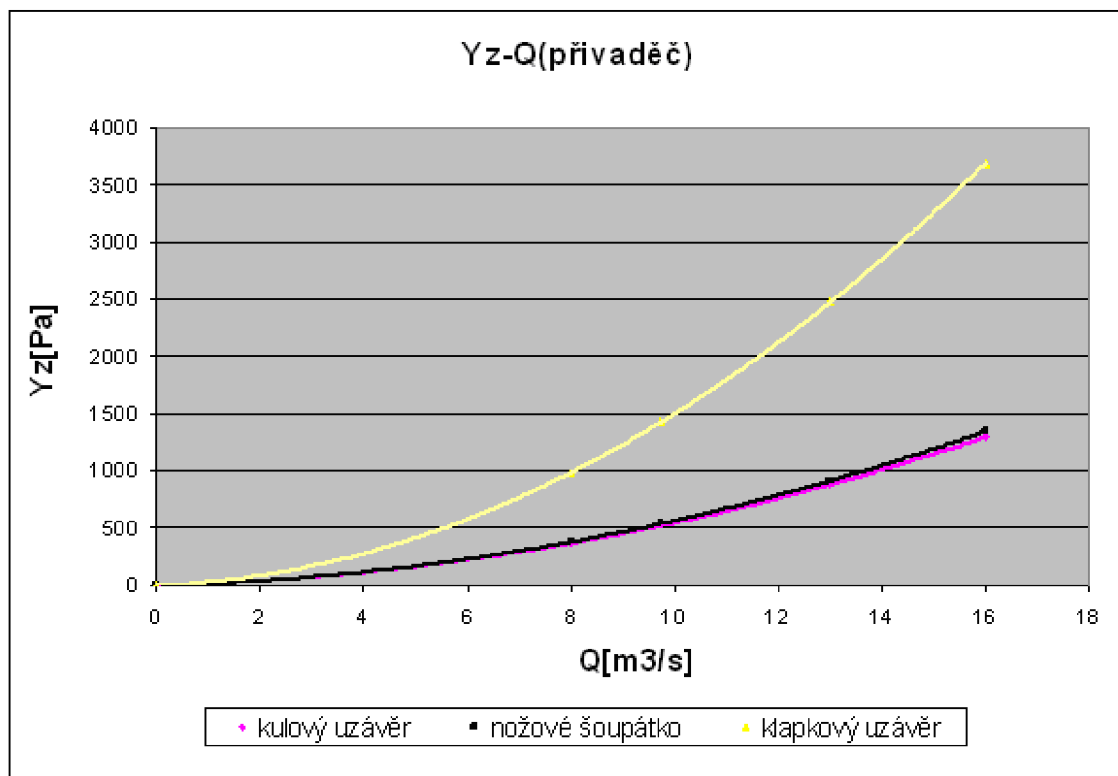
$$Y^{FLUENT}_L = 449,56 \text{ Pa}$$

Hodnoty získané CFD výpočtem se téměř neliší od hodnot spočítaných pomocí empirických vztahů pro délkové ztráty. Rozdíl jejich hodnot je menší než chyba měření použitých metod pro určení délkových ztrát, řešení lze tedy uvažovat za správné. Tímto

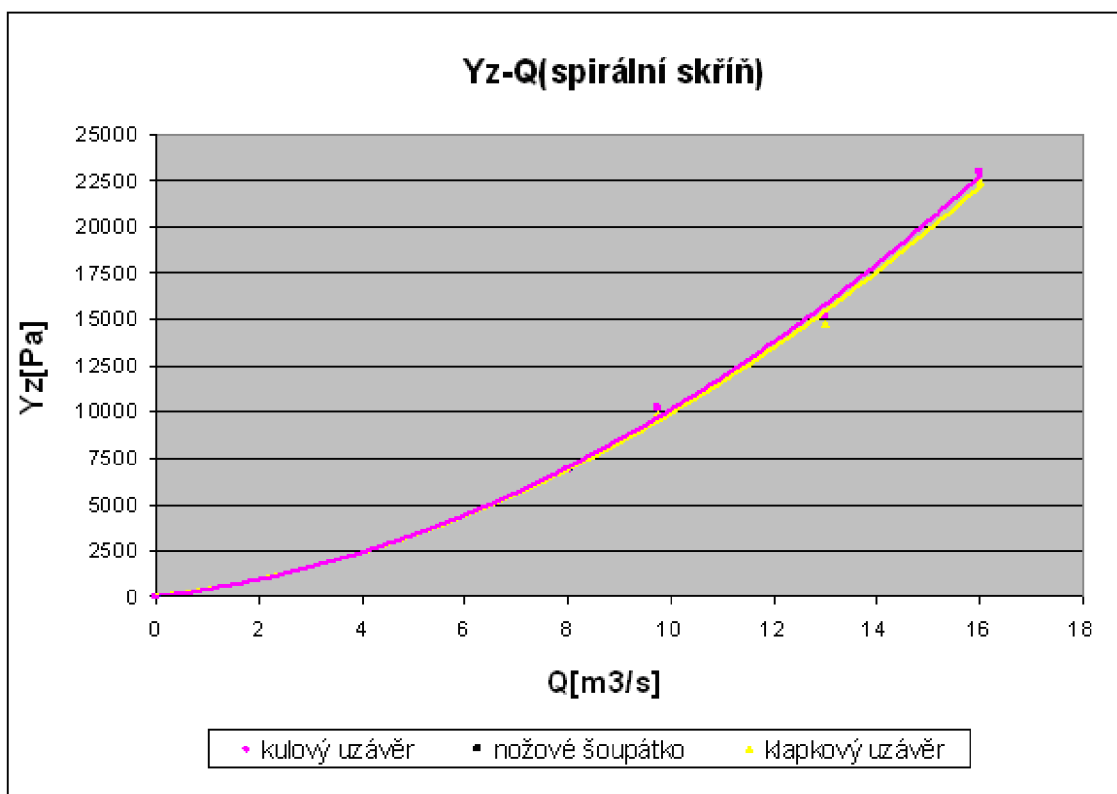
výpočtem byla ověřena pouze výsledná hodnota výpočtu délkových ztrát a nejsou do ní nijak promítnuty místní ztráty zavířením nebo odtržením kapaliny. Ověření výpočtu těchto ztrát by bylo možné například metodou mesh sensitive study, tedy sledováním vlivu jemnější sítě na výsledné hodnoty tlakové ztráty. Tento kontrolní výpočet v práci chybí, z důvodu maximálního využití dostupných výpočetních prostředků a časové náročnosti.

4.5 Výsledné tlakové ztráty

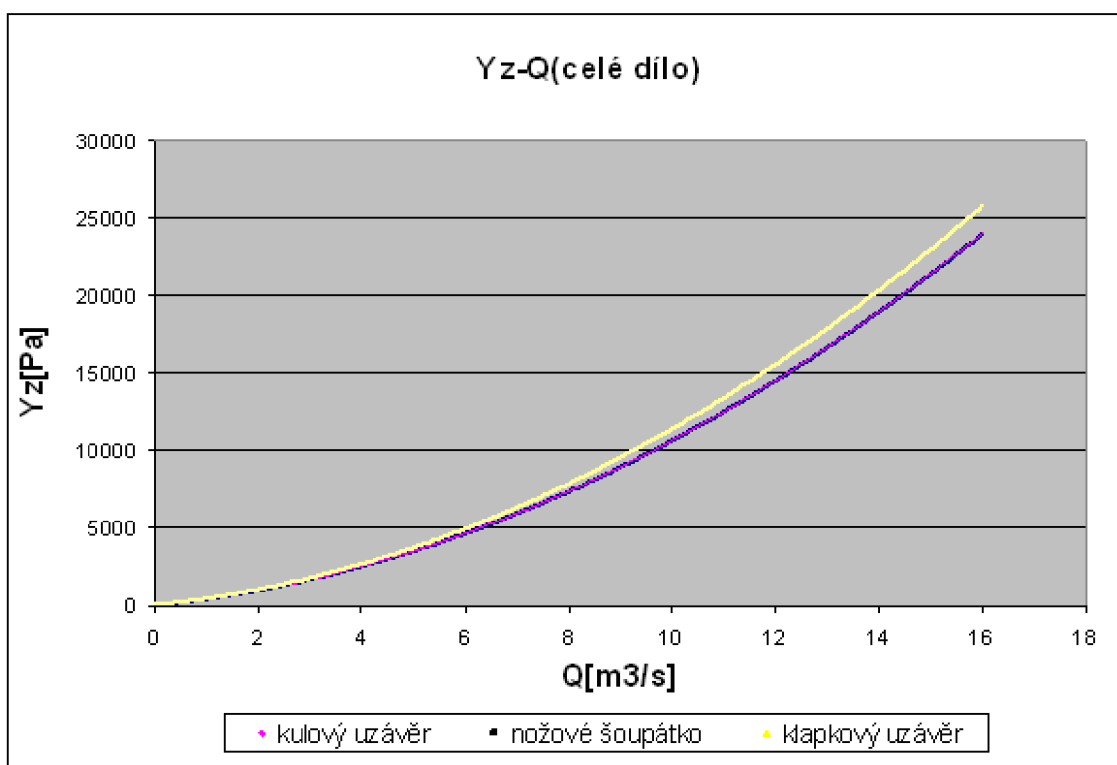
Výsledná tlaková ztráta je rovna součtu tlakové ztráty přivaděče a spirály. Ztráty všech tří tratí byly spočítány pro 4 různé průtoky a to pro 8; 9,74; 13 a $16 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ a jejich střední hodnoty byly získány integrací dané veličiny přes průtok, pomocí funkce mass-weighted area. Z těchto získaných dat byly dále vytvořeny charakteristiky závislosti průtoku na velikosti tlakové ztráty, proložení těchto bodů polynomem druhého stupně. Tyto charakteristiky poslouží při výpočtu návratnosti investice, kde se každému měsíčnímu průtoku přiřadí hodnota tlakové ztráty získaná odečtením hodnot z grafu. Výsledné závislosti ztrát na průtoku pro všechny přivaděče jsou zobrazeny na obr. 15-17.



Obr. 15 Závislost průtoku na velikosti tlakové ztráty v přivaděči



Obr. 16 Závislost průtoku na velikosti tlakové ztráty v savce

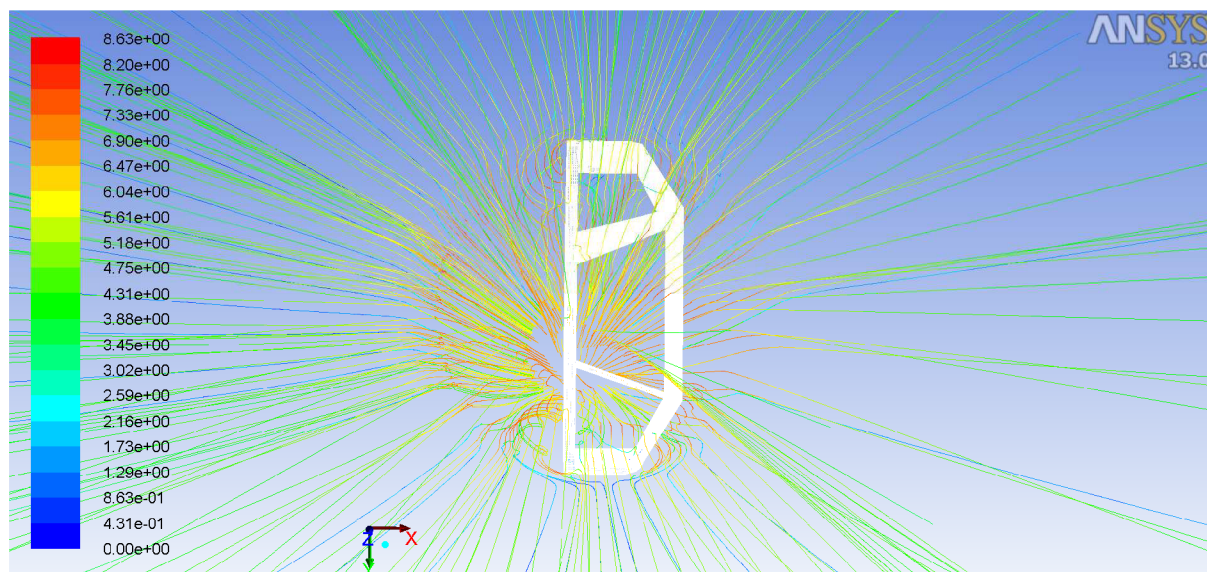


Obr. 17 Závislost průtoku na velikosti tlakové ztráty na celém díle

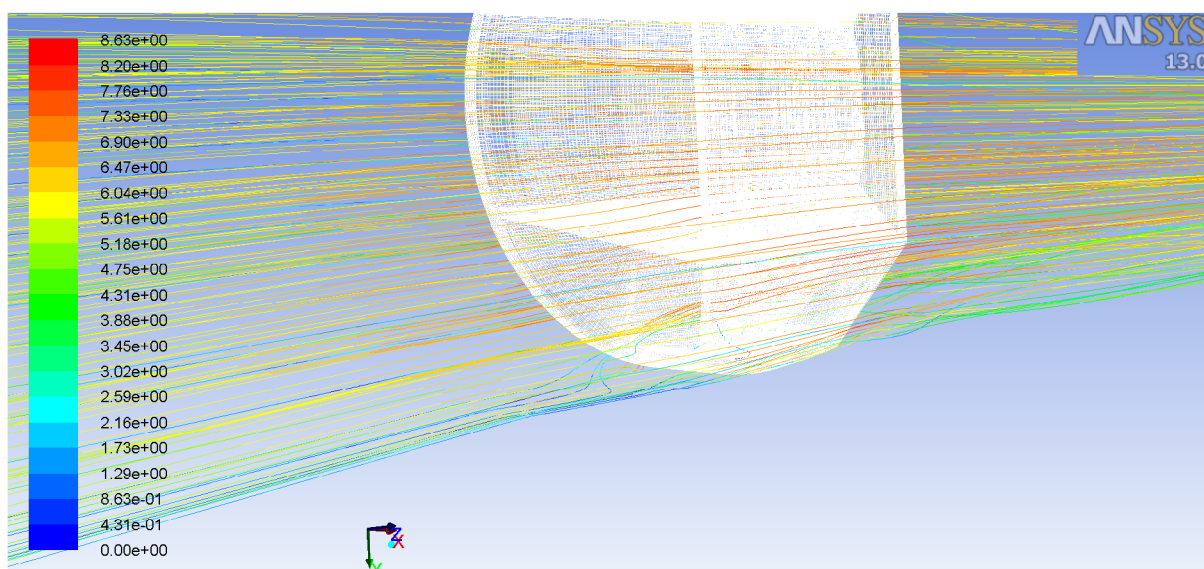
Z výsledných hodnot tlakových ztrát jednotlivých tratí je patrné, že instalované rychlouzávěry mají zanedbatelný vliv na proudění vznikající ve spirální skříní. Rozdíly tlakových ztrát samostatných přivaděčů jsou téměř totožné s rozdíly tlakových ztrát celého díla, a proto můžeme považovat tlakovou ztrátu spirální skříně za konstantní na všech tratích. Nejnižší hodnoty tlakové ztráty ve spirální skříní dosáhla překvapivě trať s instalovaným klapkovým uzávěrem. Rozdíly ve výsledných hodnotách tlakové ztráty mezi těmito rychlouzávěry jsou ale tak malé, že se nedá s jistotou říct, co tuto anomálii zapříčinilo a její vliv je přisuzován chybě měření. Hodnoty tlakových ztrát jsou tedy určeny především místní ztrátou daného rychlouzávěru a o jejich velikosti vypovídá proudění vznikající před, za a hlavně v prostoru těchto rychlouzávěrů.

4.6 Proudění vzniklé v přivaděči vlivem instalovaného rychlouzávěru

Proudění vznikající vlivem rychlouzávěru v přivaděči je znázorněno pomocí vektorů rychlostí a proudnic na obr. 18-22. Z charakteru proudění je patrné především narušení proudu kapaliny před a za uzavíracím tělesem klapkového uzávěru a odtržení proudu od dosedací hrany vnějšího pláště tohoto ventilu. Proud kapaliny se ale velice rychle uklidní a voda vstupuje do spirální skříně bez většího narušení. Z těchto důvodů má tento rychlouzávěr zanedbatelný vliv na proudění ve spirální skříní a savce.

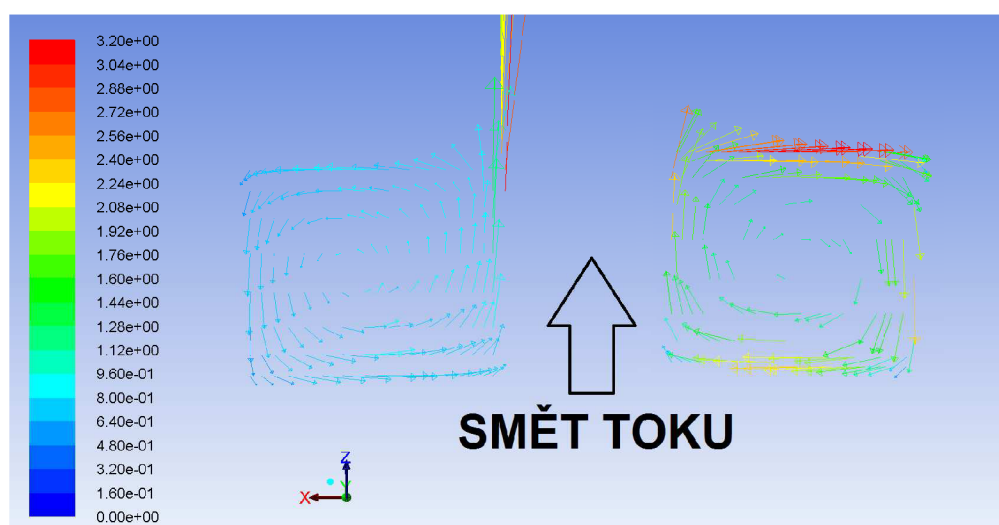


Obr. 18 Zavíření proudu za uzavíracím tělesem klapkového rychlouzávěru pro $Q=16\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1}$

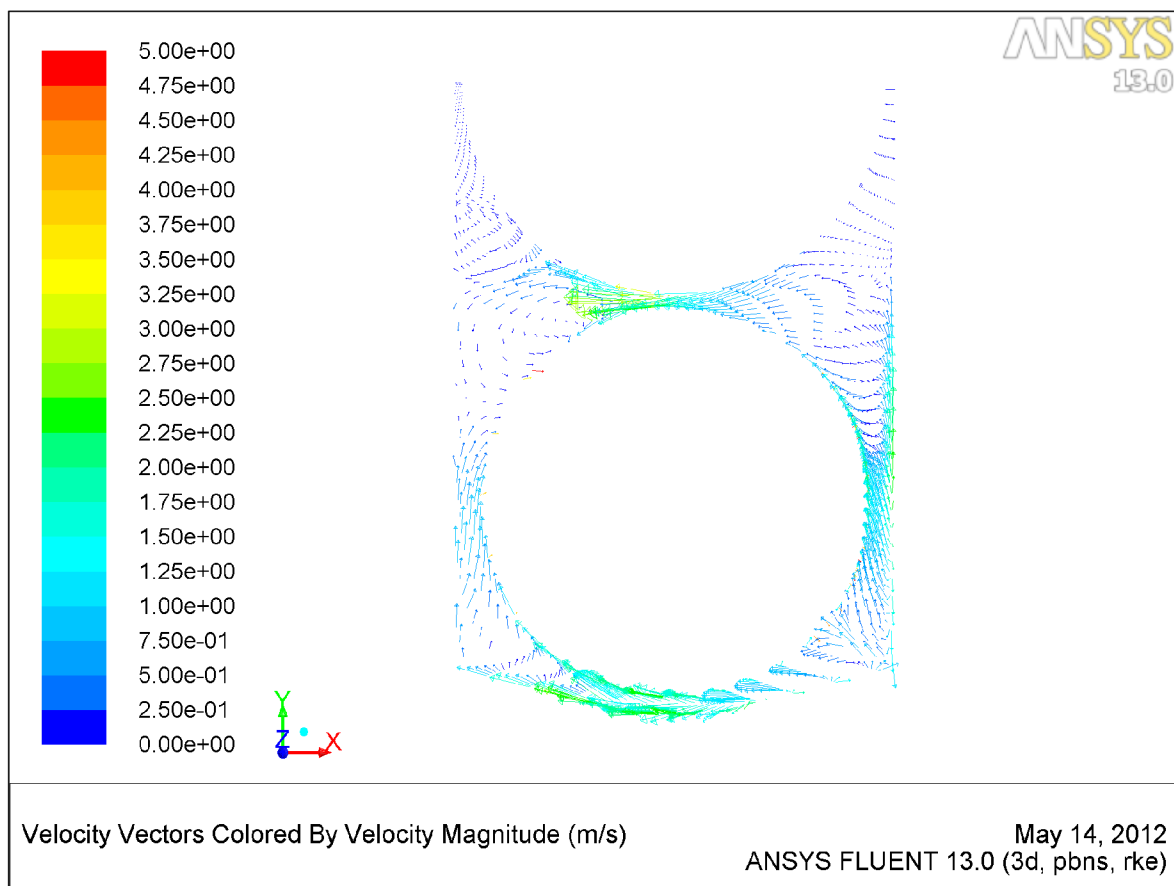


Obr. 19 Zavíření proudu na boční hraně klapkového rychlouzávěru pro $Q=16\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1}$

V případě nožového šoupátka je narušení proudu kapaliny jejím průchodem odkrytou drážkou vedení uzavíracího tělesa téměř nepatrné, což se pozitivně projeví na výsledné tlakové ztrátě. Proud kapaliny se sice zavíří jejím odtržením od hrany v okolí náhlého rozšíření průtočného průřezu potrubí, ale vzhledem k velikosti rychlosti proudění v této oblasti je tato ztráta bezvýznamná a do výsledku se téměř neprojeví. Velikosti rychlostí proudění v oblasti nožového šoupátka jsou nepoměrně menší velikostem rychlostí proudění v prostoru potrubí, kde poměr mezi těmito dvěma rychlostmi je přibližně 1/18. Z těchto důvodů disponují nožová šoupátka malou tlakovou ztrátou, která se blíží ztrátě kulového uzávěru a instalace např. krycích plechů odkrytých drážek vedení uzavíracího tělesa nemá smysl.

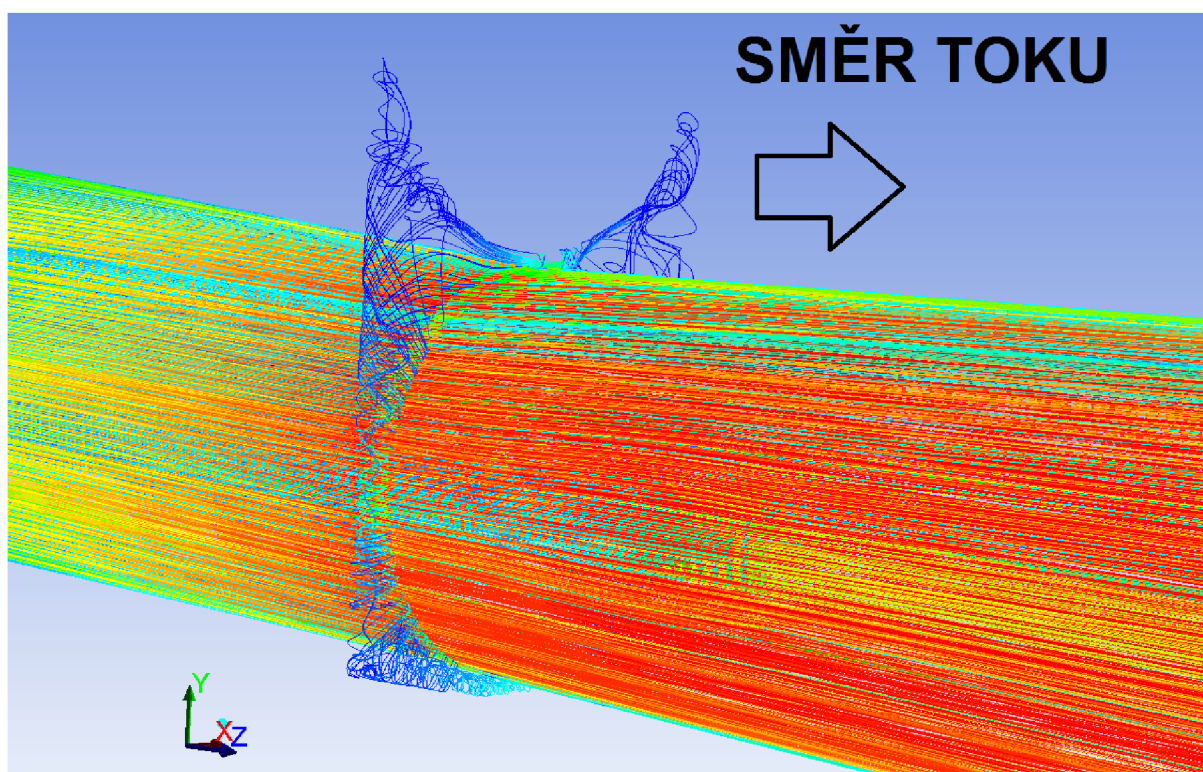


Obr. 20 Detail rozložení vektorů rychlostí na podélném řezu nožového šoupátka pro $Q=16\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1}$



Obr. 21 Rozložení vektorů rychlostí na příčném řezu nožového šoupátka pro $Q=16\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1}$

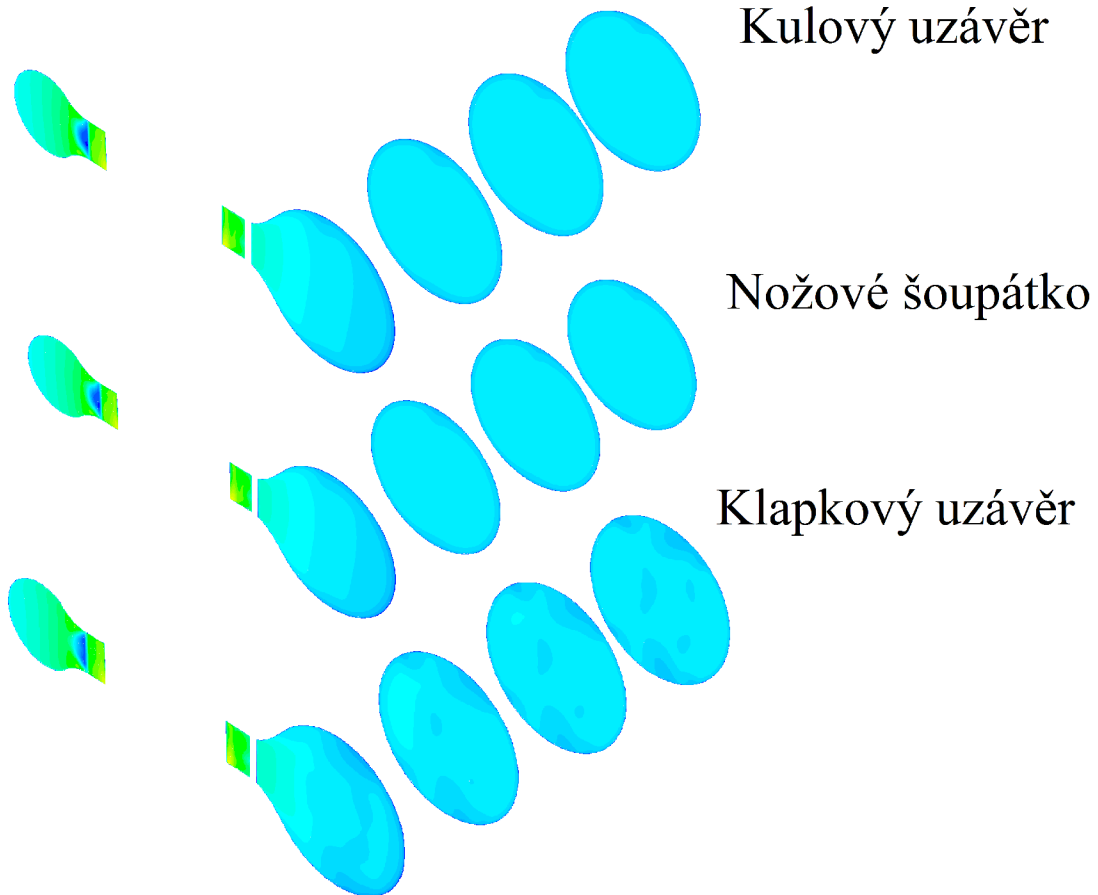
Z průběhů vektorů rychlostí na podélném a příčném řezu nožovým šoupátkem je patrný charakter proudění kapaliny v kapse nožového šoupátka. Kapalína se trhá od spojovací hrany přechodu mezi potrubím a samotným tělesem nožového šoupátka pouze na jedné straně a až pak se šíří celým prostorem daného rychlouzávěru. Důsledkem odtržení kapaliny dochází, k rozpohybování kapaliny uvnitř nožového šoupátka, tedy ke vzniku víru. V prostorech zúžení průtočného profilu se rychlost proudění zvýší, což je v našem případě charakterizováno sytě zelenou barvou vektorů rychlostí proudění. Vír vniklý v této oblasti rychlouzávěru je zobrazen na obr. 20, kde jsou patrné rozdílné rychlosti proudění na pravé a levé straně nožového šoupátka. Vzhledem k tomu, že v této části přivaděče se jedná o symetrickou úlohu je tento jev neobvyklý a může být způsobený vlivem rozdílných typů sítě na těchto stranách ventilu nebo například nízkým stupněm konvergence úlohy. Na levé straně byla použita jemnější nestruturovaná a na pravé hrubší strukturovaná síť z důvodu návaznosti potrubí na spirální skříň, z které charakter síťování této části úlohy vycházel. Jako další možnost, lze tuto anomálii přisuzovat nestacionárnímu víru, vzniklému v samotné kapse nožového šoupátka. Tato možnost byla ale následným nestacionárním výpočtem vyvrácena.



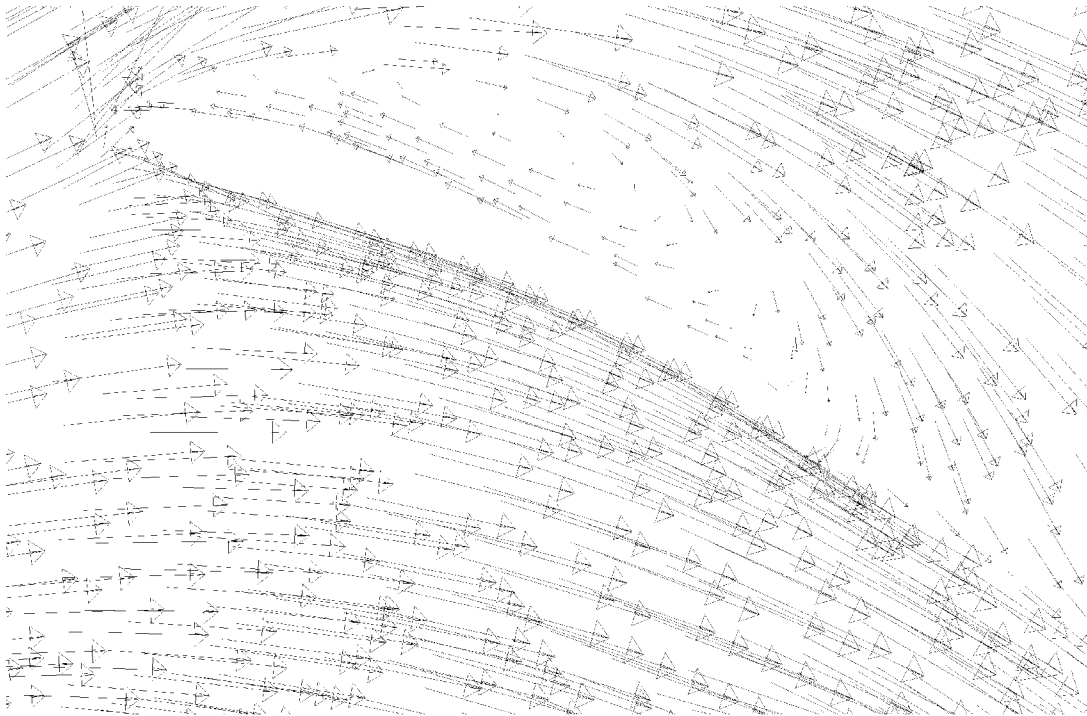
Obr. 22 Zobrazení proudnic protékající kapaliny v oblasti nožového šoupátka pro $Q=16\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1}$

4.7 Proudění vzniklé ve spirální skříně vlivem instalovaného rychlouzávěru

Na obr. 23 je znázorněn pomocí kontur průběh rychlostí v oblasti vstupu spirální skříně vznikající vlivem instalace jednotlivých rychlouzávěrů. Detailní zobrazení vektorů rychlostí jednotlivých řezů je součástí přílohy. Rychlostní pole vznikající vlivem nožového šoupátka a kulového uzávěru jsou téměř totožné, pouze v případě použití klapkového uzávěru je vidět mírné zavíření kapaliny v oblasti přívodního potrubí. Tato ztráta je vzhledem k celkové ztrátě spirální skříně nepodstatná a do výsledné tlakové ztráty se téměř nijak nepromítne. Největší podíl na velikosti tlakové ztráty této části výpočtu má především ztráta zavířením, popřípadě odtržením proudu kapaliny od posledních tří předrozdávěcích lopatek. Tento fakt vypovídá o špatném hydraulickém návrhu spirální skříně, kde nebylo možné tyto lopatky při rekonstrukci vyměnit. Rekonstrukcí prošly pouze rozváděcí lopatky, kde je ráz téměř potlačen. Vír vznikající nad třetí předrozdávěcí lopatkou je zobrazen na obr. 24.



Obr. 23 Kontury rychlosti proudění kapaliny na vstupu do spirální skříně pro $Q=16\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1}$



Obr. 24 Vír vznikající vlivem odtržení kapaliny od předrozdávěcí lopatky

5 VÝPOČET INVESTIČNÍ NÁVRATNOSTI VÝMĚNY RYCHLOUZÁVĚRU

Výpočet investiční návratnosti byl proveden bez uvažování vlivu vstupního objektu a savky. Jejich vliv bude tedy na všech uvažovaných tratích stejný, a proto je můžeme při výpočtu ztrátové výšky vynechat. Výpočet byl proveden s uvažováním nutnosti výměny daného ventilu a porovnání rozdílů cen kompletních dodávek ventilů včetně instalace. Návratnost byla vztahována k nejlevnějšímu z nabízených modelů, kde bylo především zohledněno zvýšení čistého spádu na turbínu při použití dražšího rychlouzávěru. Tento nárůst byl dále přepočítán na roky, ve kterých se případná investice vrátí. Výkupní cena energie byla stanovena v souladu s cenami společnosti EON a.s. ke dni 26. 1. 2012. ve výši $1,91 \text{ Kč} \cdot \text{kWh}^{-1}$ provozu. Ceny dodávek ventilů byly poskytnuty firmou ČKD Blansko holding a.s. a jsou zobrazeny v tabulce 2. Do energie získané turbínou bude dále zohledněna účinnost generátoru, umístěného na díle s hodnotou $\eta_{\text{GENERÁTOR}} = 95\%$.

Tab. 2 Celkové ceny dodávek jednotlivých typů ventilů

Ceny dodávek rychlouzávěrů včetně instalace v Kč	
Nožové šoupátko	4800000
Kulový uzávěr	10500000
Klapkový uzávěr	2700000

5.1 Výpočet zvýšení čistého spádu na turbínu

Jak bylo zmíněno dříve, tak během výpočtu navýšení čistého spádu na turbínu byl uvažován konstantní účinek vstupního objektu a savky v případě instalace všech 3 rychlouzávěrů. Tyto hodnoty se tedy vyruší a odečtením čistého spádu na turbínu při použití klapkového rychlouzávěru, od čistého spádu tratě s instalovaným dražším rychlouzávěrem dostáváme rovnici 5.1.3. Z této rovnice vyplývá, že výkon získaný navíc snížením ztrát instalováním dražšího rychlouzávěru je roven pouze rozdílu ztrátových výšek jednotlivých tratí.

Kde: H_B ... hrubý spád na turbínu [m]

H_{KLAPKA} ... čistý spád klapkového rychlouzávěru [m]

$H_{Z-KLAPKA}$... Ztráta tratě s klapkovým uzávěrem [m]

H_i ... čistý spád nožového šoupátka nebo kulového rychlouzávěru [m]

H_S ... vliv savky [m]

H_{ZV} ... ztráta vtokového objektu [m]

H_{Zi} ... ztráty tratí s nožovým šoupátkem nebo kulovým rychlouzávěrem [m]

ΔH ... přírůstek spádu po instalaci dražšího rychlouzávěru [m]

j ... index příslušného měsíce, pro který je výpočet proveden [-]

i ... index příslušného rychlouzávěru [-]

$$H^j_{KLAPKA} = H_B + H_S - H_{ZV} - H_{Z-KLAPKA}$$

$$H^j_i = H_B + H_S - H_{ZV} - H_{Zi}$$

$$\Delta H^j_i = H_i - H_{KLAPKA} = (H_B + H_S - H_{ZV} - H_{Zi}) - (H_B + H_S - H_{ZV} - H_{Z-KLAPKA})$$

$$\Delta H^j_i = H_{Zi} - H_{Z-KLAPKA} \quad (5.1.3)$$

5.2 Výpočet zvýšení výkonu turbíny

Výpočet zvýšení výkonu turbíny byl proveden v měsíčních intervalech, aby byl co nejpřesněji zachycen vliv kulminace průtoku přehradou během roku. Každému průměrnému průtoku byla odečtena účinnost turbíny z $\eta-Q$ diagramu a dopočítán příslušný přírůstek čistého spádu ΔH^j_i . Z výkresové dokumentace byla odečtena poloha maximální a minimální provozní hladiny a bylo zjištěno, že hladina se během roku prakticky nemění. Výpočet navýšení výkonu turbíny bude tedy proveden bez uvažování vlivu kolísání výšky hladiny na účinnost turbíny, popřípadě výkonu.

$$\begin{aligned} \text{Odečteno z výkresové dokumentace :} \quad & H_{MAX} = 42,51m \\ & H_{MIN} = 39,5m \end{aligned}$$

Výkon bude tedy dán vztahem 5.2.1.

Kde: Q_j ... průtok odpovídající danému měsíci [$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$]

ρ ... hustota vody [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$]

g ... gravitační zrychlení [$\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$]

η_j ... účinnost turbíny pro daný průtok [-]

j ... index příslušného měsíce, pro který je výpočet proveden [-]

i ... index příslušného rychlouzávěru [-]

$$P_i^j = \Delta H^j \cdot Q_j \cdot \rho \cdot g \cdot \eta_j \quad (5.2.1)$$

5.3 Určení provozních časů

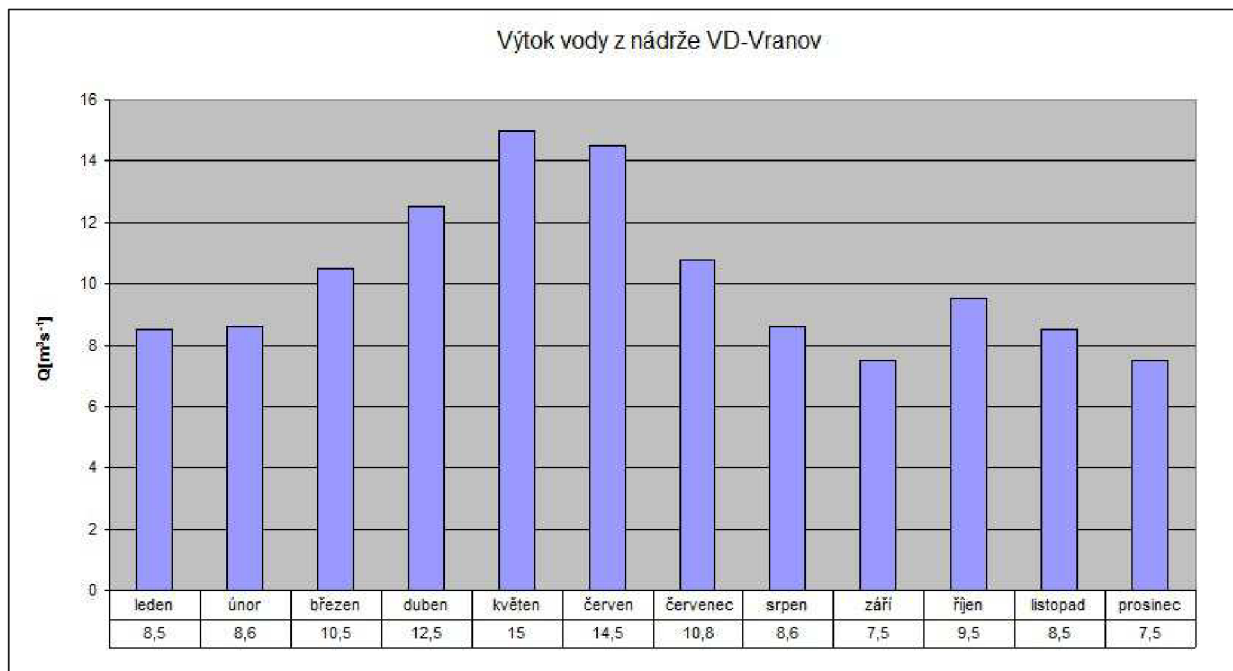
Z důvodů chybějící dokumentace potřebné pro přesné určení provozních časů jednotlivými turbínami v roce, byly tyto hodnoty odvozeny ze znalosti celkového výtoku vody z nádrže, průměrných provozních hodin, rozmezí průtoků, na kterých je VD provozováno a dlouhodobých průměrů vyrobené energie v jednotlivých ročních obdobích. Průměrná hodnota provozních časů jedné turbíny je přibližně 1840hod za rok a s uvažováním odhadnutých měsíčních průtoků je provozní čas jedné turbíny v jednotlivých měsících roven součinu počtu hodin daného měsíce a podílem množství vody odtékající z nádrže s průměrným průtokem všemi turbínami. Průměrné hodnoty těchto průtoků jsou zobrazeny na obr. 25. Tento průtok bude pro výpočet snížen o hodnotu minimálního průtoku spodním řečištěm řeky Dyje, kde se voda při nečinnosti turbín vypouští bez využití. Hodnota tohoto průtoku je $1 \text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$, od celkového výtoku bude ale odečtena pouze jeho část, vzhledem k tomu, že v případě provozu turbíny se tyto výpusti uzavřou. Jednotlivé měsíční provozní časy jsou dále vynásobeny koeficientem 0,93, aby výsledný celkový roční provozní čas jedné turbíny vyšel v souladu se skutečností. Výsledný provozní měsíční čas jedné turbíny je dán vztahem 5.3.1.

$Q_{\text{dřlo}}$... celkový průtok vody opouštějící nádrž odpovídající danému měsíci [$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$]

$Q_{\text{turbína}}$... průtok jednou turbínou odpovídající danému měsíci [$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$]

j ... index příslušného měsíce, pro který je výpočet proveden [-]

$$t^j = 24.0,93.T \cdot \frac{Q_{\text{dřlo}} - 0,8}{Q_{\text{turbína}} \cdot 3} \quad (5.3.1)$$



Obr. 25 Výtok vody z nádrže VD-Vranov

5.4 Určení průtoku dílem v jednotlivých měsících

Měsíční průtok turbínou se pohybuje v rozmezí $13\text{--}15\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ a jeho hodnota v roce je odhadnuta s ohledem na množství vyrobené energie v jednotlivých měsících a velikosti průtoku dílem v daném období. Hodnoty těchto průtoků a dlouhodobých průměrů vyrobené energie převedené na 1 den v měsíci jsou zobrazeny v tabulce 3.

Tab. 3 Odhady měsíčních průtoků

měsíc	Průměrný průtok [$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$]	Průměrná měsíční výroba [$\text{kW} \cdot \text{hod}^{-1}$]
leden	13,9	62496,1
únor	14,8	80249,3

březen	15	98256,1
duben	15	107299,5
květen	14,6	73104,7
červen	13,9	63341
červenec	13,8	55700,19
srpen	13,5	54470,6
září	13,2	46183
říjen	13	41330,1
listopad	13	41224,7
prosinec	13,3	52029,1

5.5 Výpočet vyrobené energie

Množství vyrobené energie je rovno součinu výkonu, vzniklým snížením ztrát na daném díle a časem po který je daná turbína provozována. Vzhledem k tomu, že výpočet byl rozdělen do měsíčních intervalů, bude tato energie rovna součtu energií vyrobených v roce. Do výpočtu byl dále zohledněn vliv generátoru a to vynásobením daného výkonu jeho účinností. Účinnost generátoru byla stanovena odhadem na $\eta_G=95\%$. Výsledné vztahy pro výpočet vyrobené energie jedné turbíny vyjádřené ve $W.hod^{-1}$ a $Kč.hod^{-1}$ jsou dány vztahy 5.5.1 a 5.5.2.

P_i^j ... výkon odpovídající danému měsíci [W]

t_i ... provozní čas v daném měsíci [s]

η_G ... účinnost generátoru [-]

$$E = \sum_{i=1}^{12} P_i^j \cdot t_i \cdot \eta_G \quad (5.5.1)$$

Výsledné množství vyrobené energie bylo převedeno na $Kč.hod^{-1}$ vynásobením dané vyrobené energie její cenou. Výkupní cena energie je stanovena na hodnotu 1,91Kč za $kW.hod^{-1}$, v souladu s rozhodnutím Energetického regulačního úřadu, vztahující se na malé vodní elektrárny uvedené do provozu před 1. 1. 2005.

$K\check{c}$... výkupní cena energie [$K\check{C}.kW.hod^{-1}$]

I ... vyrobené množství energie

$$I = E.K_{\check{c}} \quad (5.3.2)$$

Z podílu získané energie vyjádřené v $K\check{c}.hod^{-1}$ a rozdílů cen zkoumaného a klapkového rychlouzávěru lze dle vztahu 5.3.3 usuzovat návratnosti investice vyjádřenou v hodinách. Výpočet je pouze informativní a není v něm zohledněn fakt, že se jedná o akumulaci špičkovou elektrárnu, která je placená i době kdy nedodává do sítě žádný proud.

j ... index daného rychlouzávěru (kulový rychlouzávěr nebo nož. šoupátko)

$$NÁVRATNOST_j = \frac{CENA_j - CENA_{KLAPKA}}{I} \quad (5.3.3)$$

5.6 Výpočet investiční návratnosti

V práci bude uveden pouze lednový výpočet vyrobené energie nožového šoupátka, zbývající výpočty budou prezentovány ve formě sešitu programu Excel.

Výpočet zvýšení čistého spádu na turbínu

$$\Delta H^j_i = H_{Z-KLAPKA} - H_{Zi}$$

$$\Delta H^{LEDEN}_{NO\check{Z}.ŠOUPÁTKO} = 2,05242 - 1,91466 = 0,13776m$$

Výpočet zvýšení výkonu turbíny

$$P_i^j = \Delta H^j_i \cdot Q_j \cdot \rho \cdot g \cdot \eta_j$$

$$P^{LEDEN}_{NO\check{Z}.ŠOUPÁTKO} = 0,13776 \cdot 13,9 \cdot 1000 \cdot 9,81 \cdot 0,915 = 17188W$$

Určení provozních časů

$$t^j = 24.0,93.T \cdot \frac{Q_{dílo} - 0,8}{Q_{turbína} \cdot 3}$$

$$t^{LEDEN} = 24.0,93.31 \cdot \frac{8,5 - 0,8}{13,9.3} = 128hod$$

Výsledné hodnoty počítaných veličin pro zbývající uzávěry a měsíce v roce jsou prezentovány v tab. 4 a tab. 5. Z jejich výsledků je patrné, že turbíny na daném vodním díle pracují většinu času v oblasti optima s maximální účinností 92%.

Tab. 4 Výsledné hodnoty počítaných parametrů pro kulový uzávěr

měsíc	dny	Qdílo [m ³ .s ⁻¹]	Qturbína [m ³ .s ⁻¹]	ΔH [m]	eta [-]	P [W]	E [W.hod ⁻¹]	t [hod]
leden	31	8,5	13,9	0,14170	0,915	17679	2145776	128
únor	28	8,6	14,8	0,15946	0,915	21184	2209526	110
březen	31	10,5	15,0	0,16355	0,915	22021	3120191	149
duben	30	12,5	15,0	0,16355	0,915	22021	3642126	174
květen	31	15,8	14,5	0,15342	0,915	19969	4526162	239
červen	30	14,5	13,9	0,1417	0,912	17621	3682619	220
červenec	31	10,8	13,8	0,13979	0,912	17259	2740222	167
srpen	31	8,6	13,5	0,13414	0,9	15988	2024011	133
září	30	7,5	13,2	0,12861	0,9	14988	1613115	113
říjen	31	9,5	13,0	0,12498	0,89	14186	2080115	154
listopad	30	8,5	13,0	0,12498	0,89	14186	1781634	132
prosinec	31	7,5	13,3	0,13044	0,9	15317	1690617	116

Tab. 5 Výsledné hodnoty počítaných parametrů pro nožové šoupátko

měsíc	dny	Qdílo [m ³ .s ⁻¹]	Qturbína [m ³ .s ⁻¹]	ΔH [m]	eta [-]	P [W]	E [W.hod ⁻¹]	t [hod]
leden	31	8,5	13,9	0,13776	0,915	17188	2086230	128
únor	28	8,6	14,8	0,15499	0,915	20590	2147548	110
březen	31	10,5	15,0	0,15896	0,915	21403	3032550	149
duben	30	12,5	15,0	0,15896	0,915	21403	3539824	174

květen	31	15,8	14,5	0,14913	0,915	19410	4399513	239
červen	30	14,5	13,9	0,13776	0,912	17132	3580349	220
červenec	31	10,8	13,8	0,13591	0,912	16780	2664241	167
srpen	31	8,6	13,5	0,13043	0,9	15546	1968076	133
září	30	7,5	13,2	0,12506	0,9	14575	1568637	113
říjen	31	9,5	13,0	0,12154	0,89	13795	2022813	154
listopad	30	8,5	13,0	0,12154	0,89	13795	1732554	132
prosinec	31	7,5	13,3	0,12684	0,9	14894	1643996	116

Výpočet vyrobené energie

$$E = \sum_{i=1}^{12} P_i^j \cdot t_i \cdot \eta_G$$

$$E = 17188.128.0,95 + \dots + 14894.116.0,95 = 31256115,2 \text{ W.rok}^{-1}$$

Převedení vyrobené energie na Kč

$$I = E \cdot K_C$$

$$I = 31256115,2 \cdot 0,00191 = 59699,2 \text{ Kč.rok}^{-1}$$

Výpočet návratnosti nožového šoupátka

$$\text{NÁVRATNOST}_j = \frac{CENA_j - CENA_{KLAPKA}}{I}$$

$$\text{NÁVRATNOST}_{\text{NOŽ.ŠOUPÁTKO}} = \frac{4800000 - 2700000}{58037,9} = 36,2 \text{ let}$$

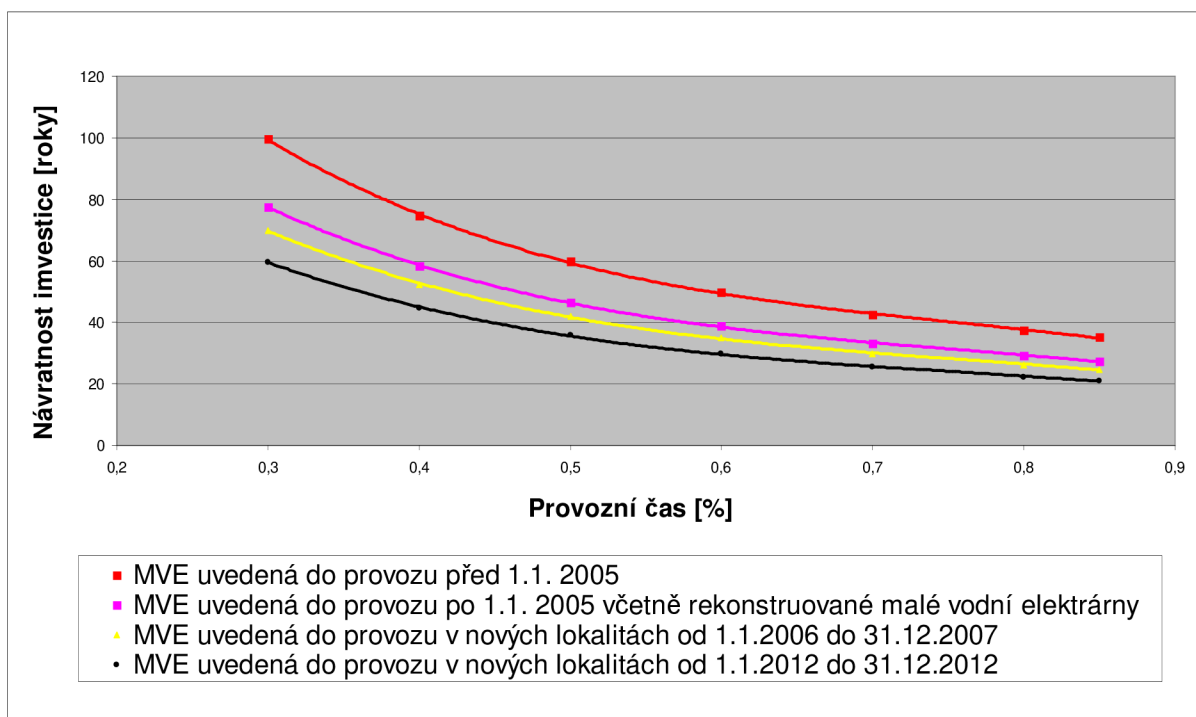
Tab. 6 Výsledné hodnoty návratnosti investice pro nožové šoupátko

Σt	1836	hod
ΣE	31256115,2	W.rok ⁻¹
výdělek	59699,2	Kč.rok ⁻¹
návratnost	130,7	roky

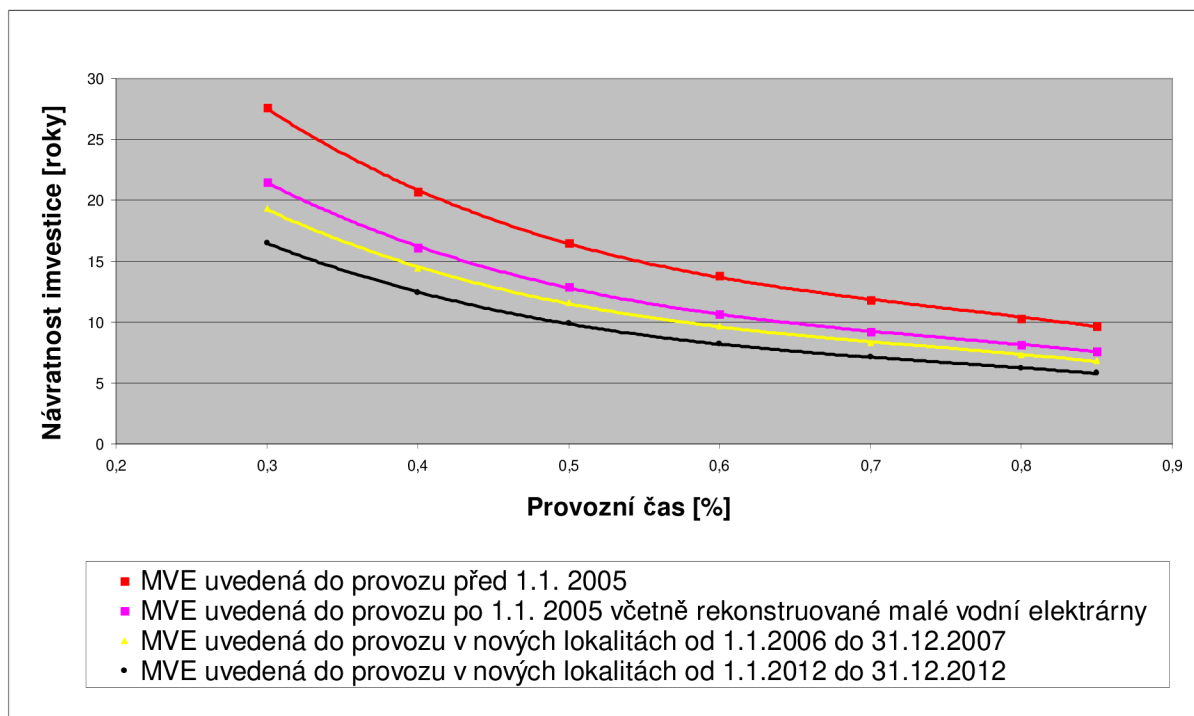
Tab. 7 Výsledné hodnoty návratnosti investice pro kulový uzávěr

Σt	1836	hod
ΣE	30386330,7	W.rok ⁻¹
výdělek	58037,9	KČ.rok ⁻¹
návratnost	36,2	roky

Výsledné hodnoty návratnosti, množství vyrobené energie a roční provozní časy jsou prezentovány v tab. 4 a tab. 5. Hodnoty návratnosti investice jsou vyšší nebo na hranici životnosti jednotlivých zařízení, z těchto důvodů nemá ani jedna z alternativ pro výměnu stávajícího klapkového rychlouzávěru na vodním díle Vranov význam. Daleko lepších výsledků by bylo dosaženo na vodních elektrárnách s vyšším využitím provozních časů nebo na dílech uvedených do provozu dříve než 1. 1. 2005. Čím dříve bylo dílo uvedeno do provozu, tím je výkupní cena elektrické energie nižší. Průběh závislosti investiční návratnosti na provozních časech vyjádřených v procentech a data uvedení vodního díla do provozu je znázorněna na obr. 26-27, kde nejnižších hodnot návratnosti nabývají nožová šoupátka instalovaná na dílech s využitím 50% a více celkového provozního času. Do výpočtu není zahrnut vliv kulminace průtoku, který je na takových dílech významný a proto se jedná pouze o informativní hodnoty.



Obr. 26 Závislost návratnosti investice na datu uvedení VD do provozu a provozních časech pro kulový uzávěr



Obr. 27 Závislost návratnosti investice na data uvedení VD do provozu a provozních časech pro nožové šoup.

Z naměřených a spočítaných hodnot vyplývá, že instalace kulového rychlouzávěru a nožového šoupátka pro akumulární vodní dílo nemá v dnešní době význam. V případě průtočných vodních elektráren se jako ideální kompromis jeví instalace nožového šoupátka, které díky malé tlakové ztrátě a přijatelné pořizovací ceně je schopné konkurovat klapkovým uzávěrům.

6 ZÁVĚR

Z výpočtů návratnosti jednotlivých ventilů vyplývá, že investice do dražšího typu rychlouzávěru s teoreticky nižší hydraulickou ztrátou pro tento typ VD nemá význam. Vliv rychlouzávěru na celkovou ztrátu není sice zanedbatelný, kde se celková tlaková ztráta v případě použití kulového uzávěru i nožového šoupátka sníží asi o 3-4%, ale vzhledem k nízkému počtu provozních hodin a výkupní ceně elektrické energie v současné době, se pohybují výsledné návratnosti kolem 130let pro kulový uzávěr a 36let v případě použití nožového šoupátka. Ze získaných dat také vyplývá, že rozdíl mezi narušením proudění nožového šoupátka a kulového uzávěru je malý a rozdíly mezi nimi jsou zanedbatelné, v nižších průtocích je rozdíl tlakových ztrát nižší než chyba měření a v případě průtoku blízcím se optimu jsou rozdíly do 4% z celkového rozsahu. Vzhledem k vysoké ceně kulového rychlouzávěru a menší zastavěné ploše nožového šoupátka je jeho použití nevýhodné a v případě potřeby obměny tohoto ventilu nevhodné.

Hlavním měřítkem výhodnosti investice je především výkupní cena elektrické energie, která se odvíjí od doby uvedení VD do provozu a počet provozních hodin v roce. V případě Vranovské přehrady se jedná o akumulční špičkovou elektrárnu, u kterých jsou provozní časy nízké, a proto se vliv výměny rychlouzávěru na konečném výdělku téměř nijak neprojeví. Situace by byla zcela jiná v případě průtočných elektráren, kde jsou provozní časy ovlivněny pouze odstávkami a využití VD je daleko vyšší. V takovém případě by při využití 85% celkového provozního času návratnost investice klesla pod 7let pro nožové šoupátko a 25let pro kulový uzávěr. Z těchto údajů je jasné, že použití kulového rychlouzávěru postrádá význam i v případě průtočných vodních elektráren, protože jeho návratnost je na hranici životnosti daného zařízení. V případě nožových šoupátek se hranice návratnosti podstatně sníží a daná investice je už daleko reálnější.

Hlavní nevýhodou vyhodnocení výměny různých zařízení instalovaných na vodních dílech za pomoci CFD a sledování jejího vlivu na výsledný výkon je nepoužitelnost jednotlivých výsledků pro jiné dílo třeba i s podobnými parametry. Každá úloha musí být řešena jako originál, díky čemu ale výrazně stoupá časová náročnost řešení a podobné studie vzhledem k ceně komerčních CFD softwarů ztrácí na významu. Tento problém lze částečně kompenzovat použitím automatických mešovacích programů, které jsou schopny vytvořit velice kvalitní síť v krátkém časovém intervalu. Jako mírnou nevýhodu lze považovat jejich neuniverzálnost použití, kde na řešení každého konstrukčního prvku je vhodné použít jiný

program. Dalšího výrazného urychlení celého procesu výpočtu a jeho přípravy může být dosaženo využitím importování geometrie z CAD programu do GAMBITU. Hlavní výhoda spočívá v zachování pohodlnosti parametrického modelování v CAD prostředí a využití pokročilejších nástrojů pro tvorbu modelu, které tyto programy nabízejí. Pomocí tohoto postupu je možné výrazně snížit časové nároky potřebné na přípravu modelu.

7 SEZNAM ZKRATEK A SYMBOLŮ

$Re[-]$	Reynoldsovo číslo
$v[m.s^{-1}]$	rychlost
$D, D_n[m]$	průměr potrubí
$L[m]$	délka potrubí
$D_h[m]$	hydraulický průměr
$\nu[m^2.s^{-1}]$	kinematická viskozita
$\eta_G[-]$	účinnost generátoru
$g[m.s^{-2}]$	tíhové zrychlení
$H[m]$	výška
$P[W]$	výkon turbíny
$P[Pa]$	tlak
$Q[m^3.s^{-1}]$	průtok turbínou
$Y_z[J.kg^{-1}]$	ztrátová měrná energie
$\xi[-]$	součinitel místních ztrát
$\eta[-]$	účinnost turbíny
$\lambda[-]$	součinitel délkových ztrát
$\rho[kg.m^{-3}]$	hustota
$S[m^2]$	průtočný průřez
$O[m]$	omnožený obvod
$K_R[m]$	Relativní drsnost
$H_B[m]$	hrubý spád na turbínu
$H_{KLAPKA}[m]$	čistý spád klapkového rychlouzávěru
$H_i[m]$	čistý spád nožového šoupátka nebo kulového rychlouzávěru
$H_S[m]$	vliv savky
$H_{ZV}[m]$	ztráta vtokového objektu
$H_{Zi}[m]$	ztráty tratí s nožovým šoupátkem nebo kulovým rychlouzávěrem
$\Delta H[m]$	přírůstek spádu po instalaci dražšího rychlouzávěru
$t_i[s]$	provozní čas v daném měsíci
$K_č[KČ.kW.hod^{-1}]$	výkupní cena energie
$I[KČ.hod^{-1}]$	množství vyrobené energie v KČ

CFD	Computational fluid dynamics
VD	vodní dílo
E [W.hod ⁻¹].....	množství vyrobené energie ve W
CENA [KČ].....	cena jednotlivých ventilů
NÁVRATNOST [hod].....	návratnost investice jednotlivých rychlouzávěrů
H_{MAX} [m].....	maximální provozní hladina
H_{MIN} [m]	minimální provozní hladina

8 SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1 Vodní dílo Vranov [1]

Obr. 2 Klapkový rychlouzávěr firmy Ševčík - vodohospodářská zařízení s.r.o. [2]

Obr. 3 Kulový rychlouzávěr-VD Dlouhé Stráně[3]

Obr. 4 Nožové šoupátko [5]

Obr. 5 Nikuratzeho diagram [5]

Obr. 6 Přejed mezi hydraulicky hladkým a drsným potrubím

Obr. 7 Vznik víru vlivem odtržení kapaliny spočítaný v programu Fluent

Obr. 8 Ukázky zjednodušení modelu - nezarovnaní hrany a zanedbání přechodu spirály do potrubí

Obr. 9 Spirála tvořená křivkami a objemem po importu do gambitu

Obr. 10 Výsledný model přivaděče a spirály bez savky a rozváděcích lopatek

Obr. 11 Výsledný model savky a prostoru rozváděcích lopatek

Obr. 12 Síť v oblasti spirály

Obr. 13 Síť v oblasti nožového šoupátka

Obr. 14 Poloha testované oblasti

Obr. 15 Závislost průtoku na velikosti tlakové ztráty v přivaděči

Obr. 16 Závislost průtoku na velikosti tlakové ztráty v savce

Obr. 17 Závislost průtoku na velikosti tlakové ztráty na celém díle

Obr. 18 Zavření proudu za uzavíracím tělesem klapkového rychlouzávěru pro $Q=16\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1}$

Obr. 19 Zavření proudu na boční hraně klapkového rychlouzávěru pro $Q=16\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1}$

Obr. 20 Detail rozložení vektorů rychlostí na podélném řezu nožového šoupátka pro $Q=16\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1}$

Obr. 21 Rozložení vektorů rychlostí na příčném řezu nožového šoupátka pro $Q=16\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1}$

Obr. 22 Zobrazení proudnic protékající kapaliny v oblasti nožového šoupátka pro $Q=16\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1}$

Obr. 23 Kontury rychlosti proudění kapaliny na vstupu do spirální skříně pro $Q=16\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1}$

Obr. 24 Víř vznikající vlivem odtržení kapaliny od předrozváděcí lopatky

Obr. 25 Výtok vody z nádrže VD-Vranov

Obr. 26 Závislost návratnosti investice na data uvedení VD do provozu a provozních časech pro kulový uzávěr

Obr. 27 Závislost návratnosti investice na data uvedení VD do provozu a provozních časech pro nožové šoupátko

9 SEZNAM TABULEK

Tab. 1 Závislost střední nerovnosti povrchu k na kvalitě povrchu [5]

Tab. 2 Celkové ceny dodávek jednotlivých typů ventilů

Tab. 3 Odhady měsíčních průtoků

Tab. 4 Výsledné hodnoty počítaných parametrů pro nožové šoupátko

Tab. 5 Výsledné hodnoty počítaných parametrů pro kulový uzávěr

Tab. 6 Výsledné hodnoty návratnosti investice pro nožové šoupátko

Tab. 7 Výsledné hodnoty návratnosti investice pro kulový uzávěr

10 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

{1} ÚSTAV NAUKY O DŘEVĚ. *Ústav nauky o dřevě* [online]. [cit. 2012-02-01]. Dostupné z: <http://wood.mendelu.cz/cz/sections/FEM/CFD/?q=node/11>

{2} NECHLEBA, M. *Vodní turbíny, jejich konstrukce a příslušenství*. 2. rozšířené vydání. Praha: vydalo SNTL, 1962.

{3} ČÁBERA, Jaroslav. *Využitie vodnej energie* 2. 2. vyd. Bratislava: SVTL, 1959.

{4} VARCHOLA, M., KNÍŽAT, B., TÓTH, P.: *Hydraulické riešenie potrubných systémov*. Vienala. Košice. 2004. 265 s. ISBN 80-8073-126-8.

{5} Debreczeni, O. *Potrubní technika I*. Provizorní učební texty. Skripta VUT v Brně, 2005.

{6} Kozubková, M. *Modelování proudění tekutin Fluent, CFX*. Skripta VŠB v Ostravě, 2008.

[1] <http://www.fotoaparát.cz/index.php?r=25&gal=photo&rp=217156#>

[2] <http://www.sevcik-vz.cz/klapkovy-uzaver.php>

[3] [http://technet.idnes.cz/dlouhe-strane-skrz-naskrz-reportaz-z-mist-kam-se-nepodivate-plo-
/tec-reportaze.aspx?c=A070725_144313_tec-reportaze_rja](http://technet.idnes.cz/dlouhe-strane-skrz-naskrz-reportaz-z-mist-kam-se-nepodivate-plo-
/tec-reportaze.aspx?c=A070725_144313_tec-reportaze_rja)

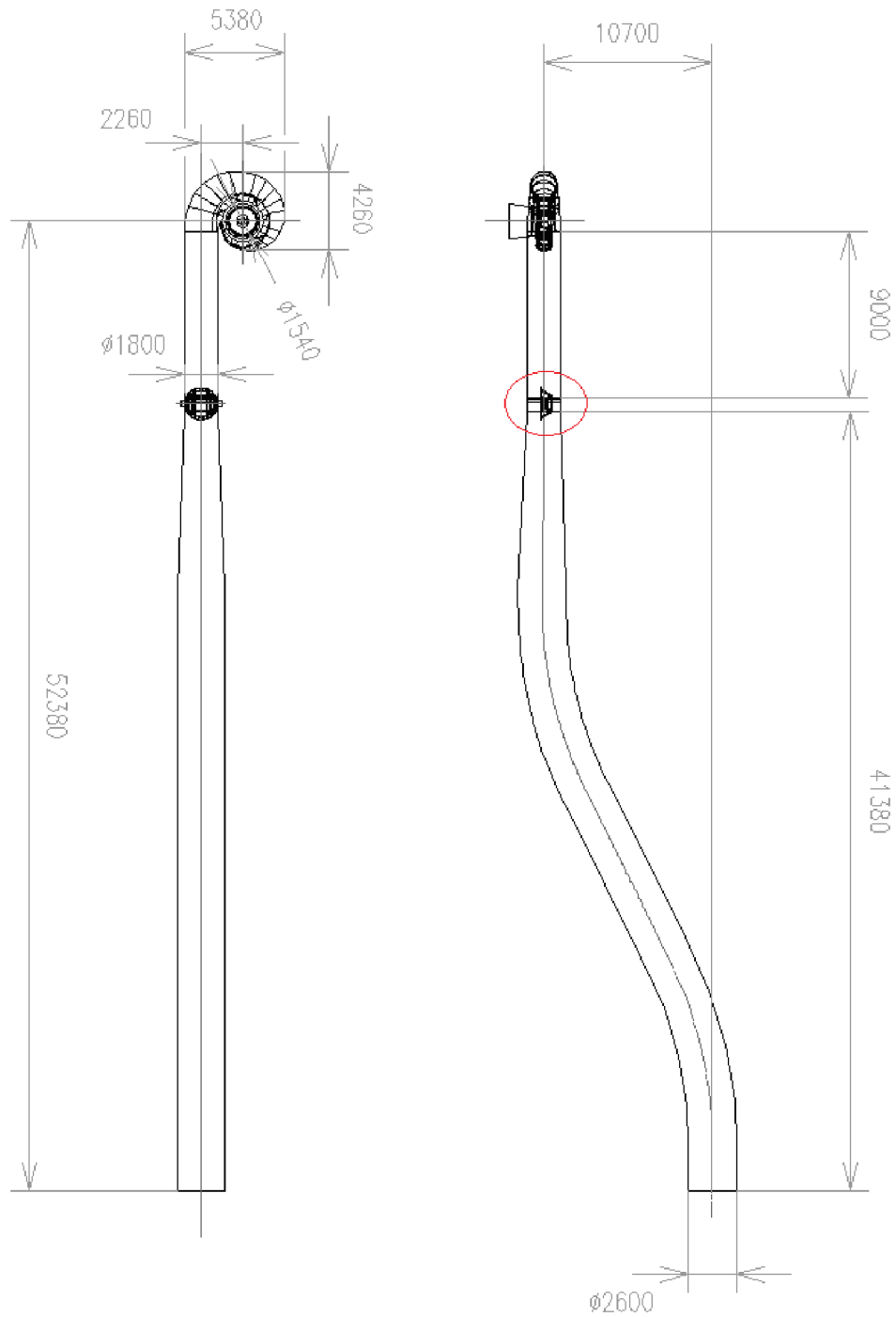
[4] [http://www.powerplastics.cz/upload/www.powerplastics.cz/manualni-ventily-nozove-
klapky/_dir/2972/135210.jpg](http://www.powerplastics.cz/upload/www.powerplastics.cz/manualni-ventily-nozove-
klapky/_dir/2972/135210.jpg)

[5], [6] Debreczeni, O. *Potrubní technika I*. Provizorní učební texty. Skripta VUT v Brně, 2005.

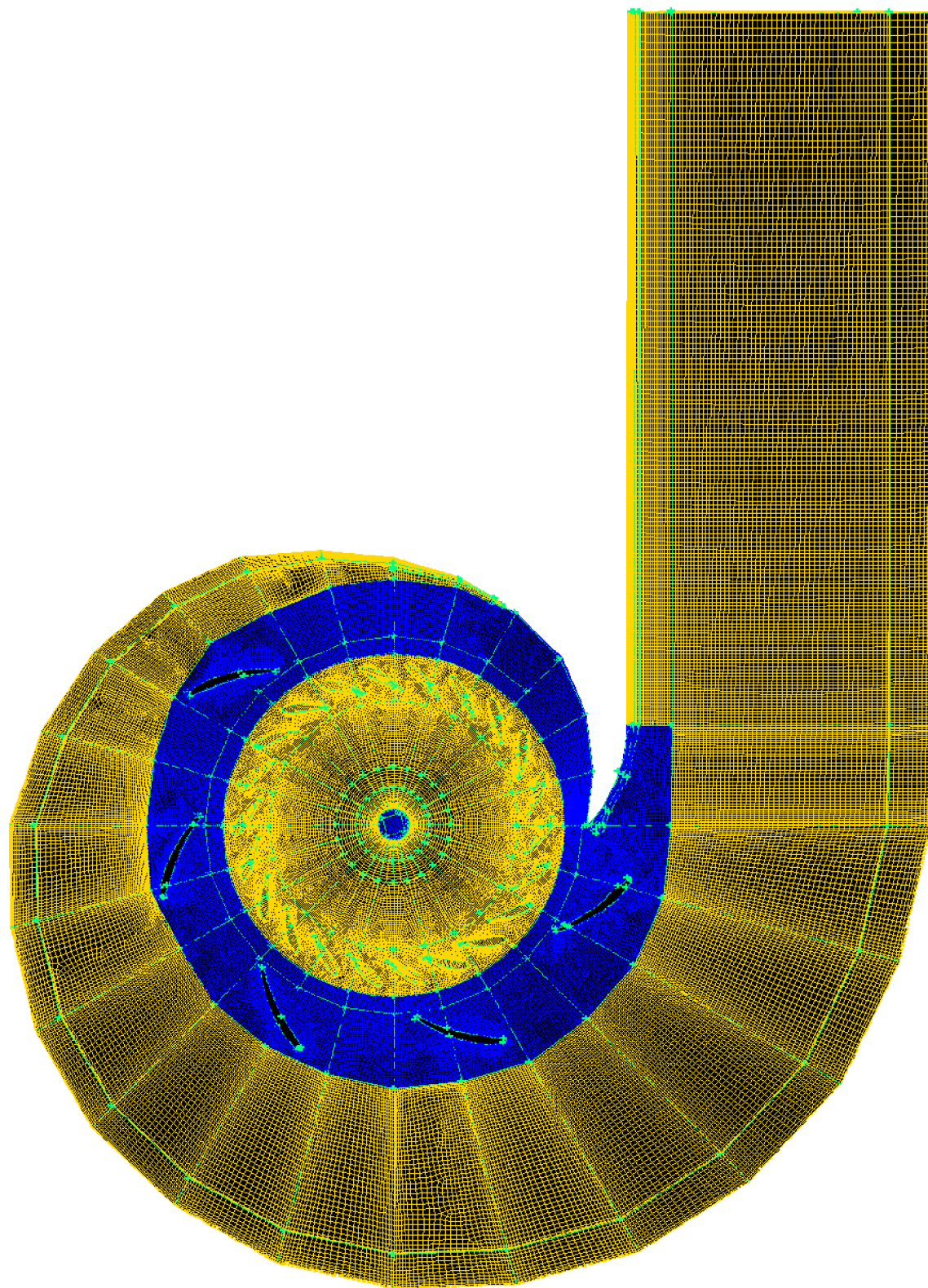
11 SEZNAM PŘÍLOH

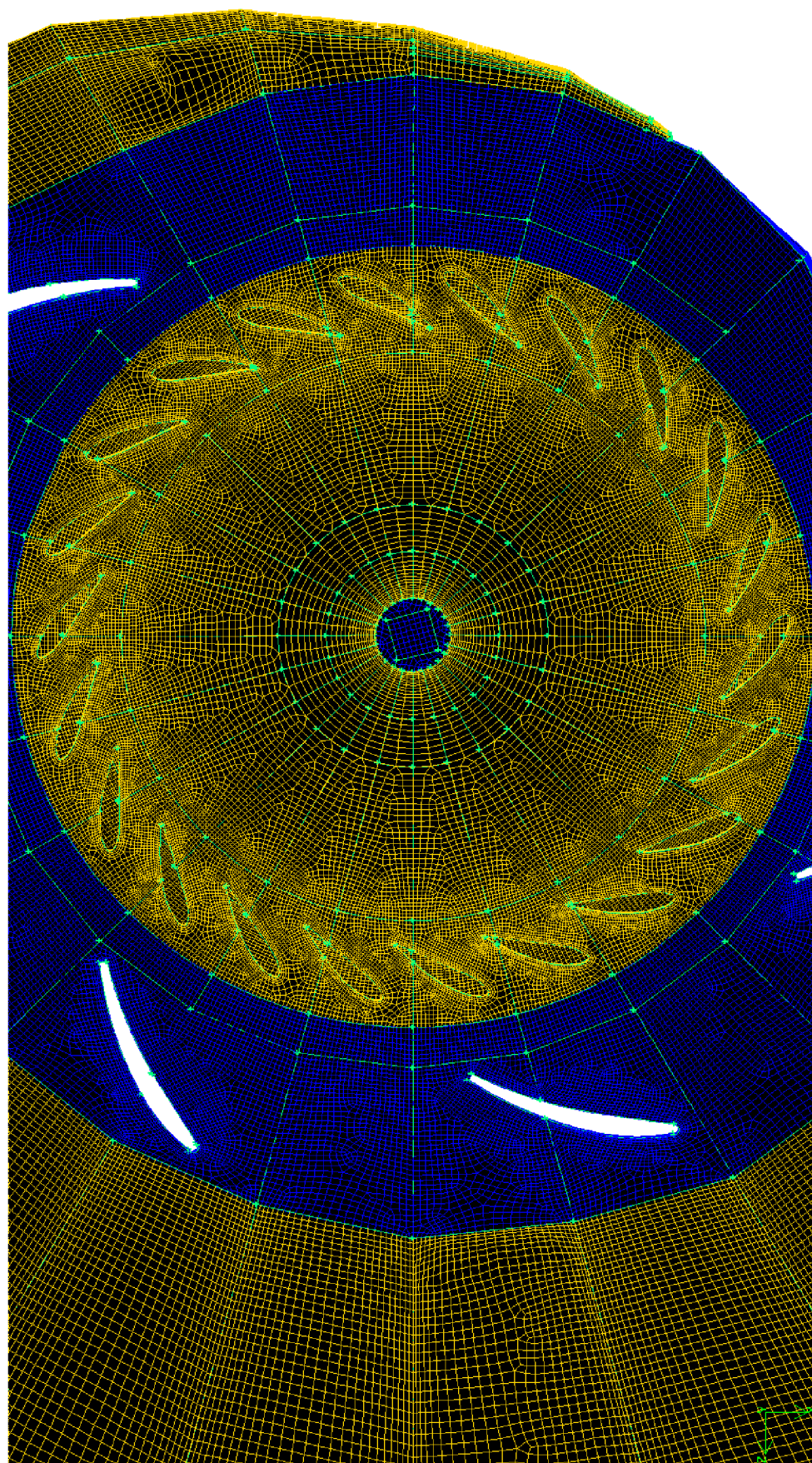
1. Hlavní rozměry a dispozice VD Vranov
2. Pohled na celou síť a vyhodnocení její kvality
3. Rozložení veličiny wall y+ po modelu spirály a přivaděčích
4. Průběhy rychlosti proudění znázorněné na řezu vedeným středem spirální skříně
5. Průběhy rychlosti proudění znázorněné na řezech vedenými vstupní částí spirální skříně (DVD)
6. Modely jednotlivých tratí ve formátu *dbs (DVD)

Hlavní rozměry a dispozice VD Vranov

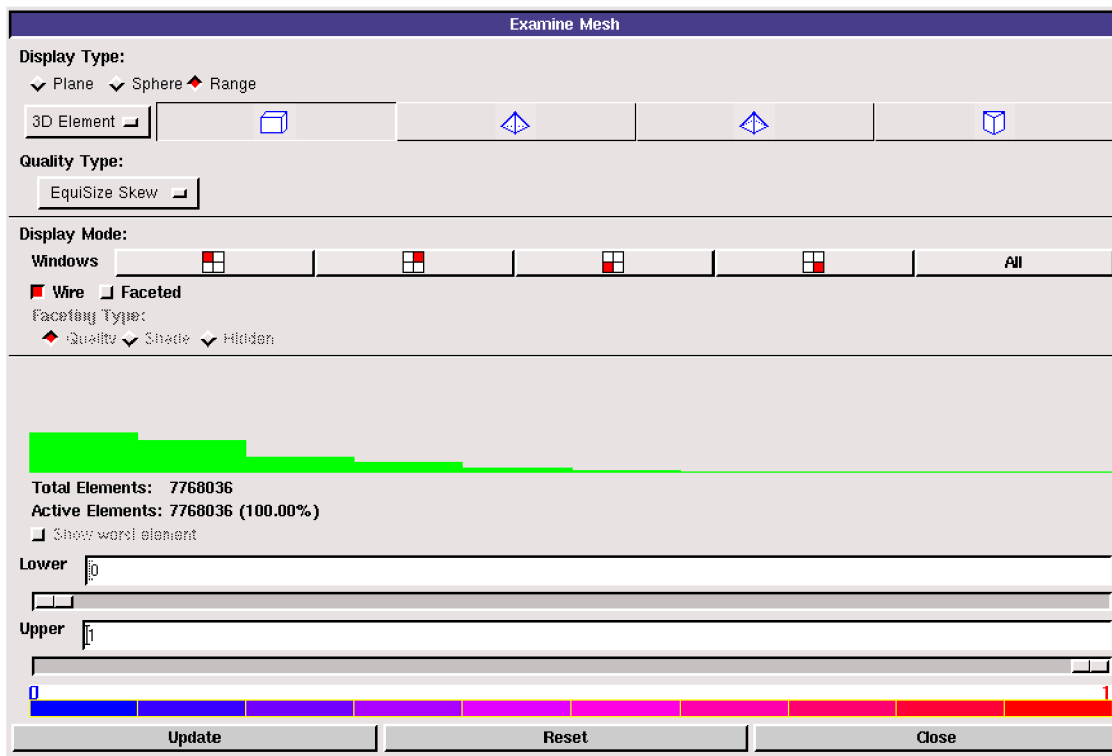


Pohled na celou síť

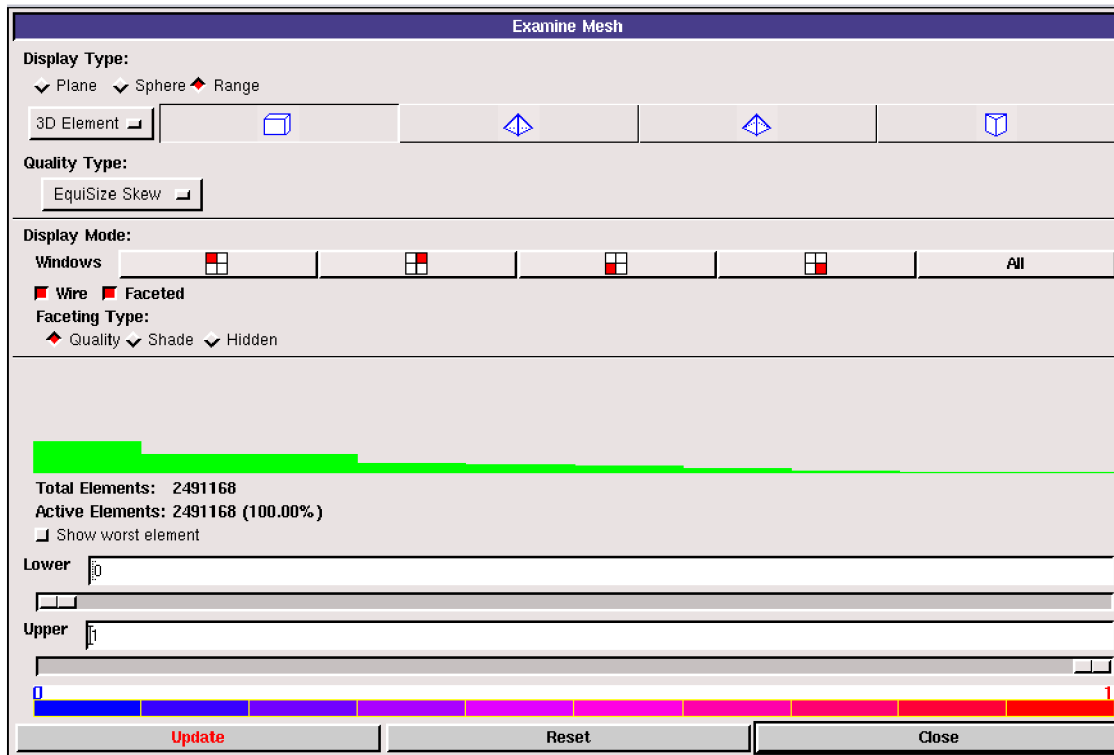




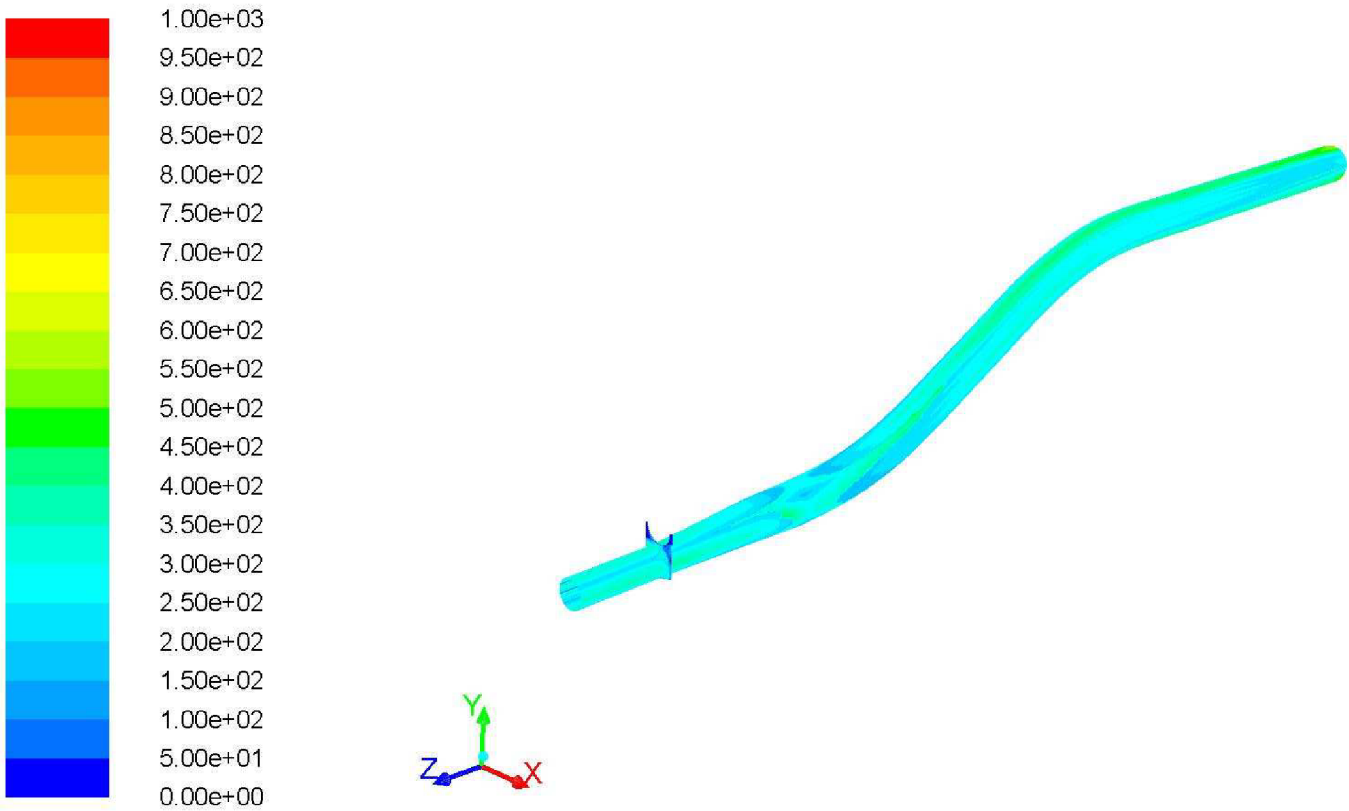
vyhodnocení kvality sítě – spirální skříně plus savka



vyhodnocení kvality sítě – přivaděč s klapkovým ventilem



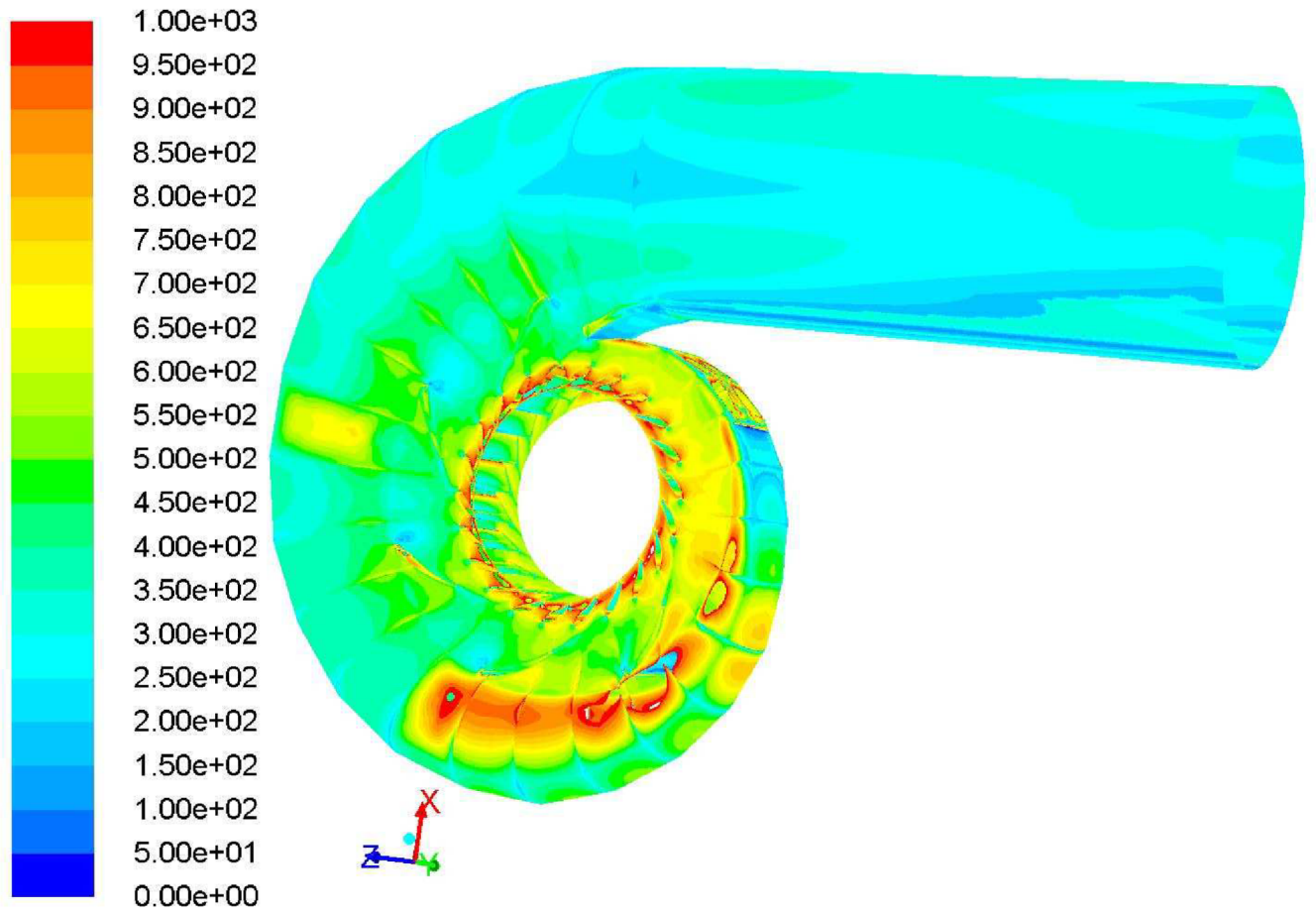
7. Rozložení veličiny wall y+ po modelu spirály a přívadčích



- 65 -

Contours of Wall Yplus

Apr 17, 2012
ANSYS FLUENT 13.0 (3d, pbns, rke)

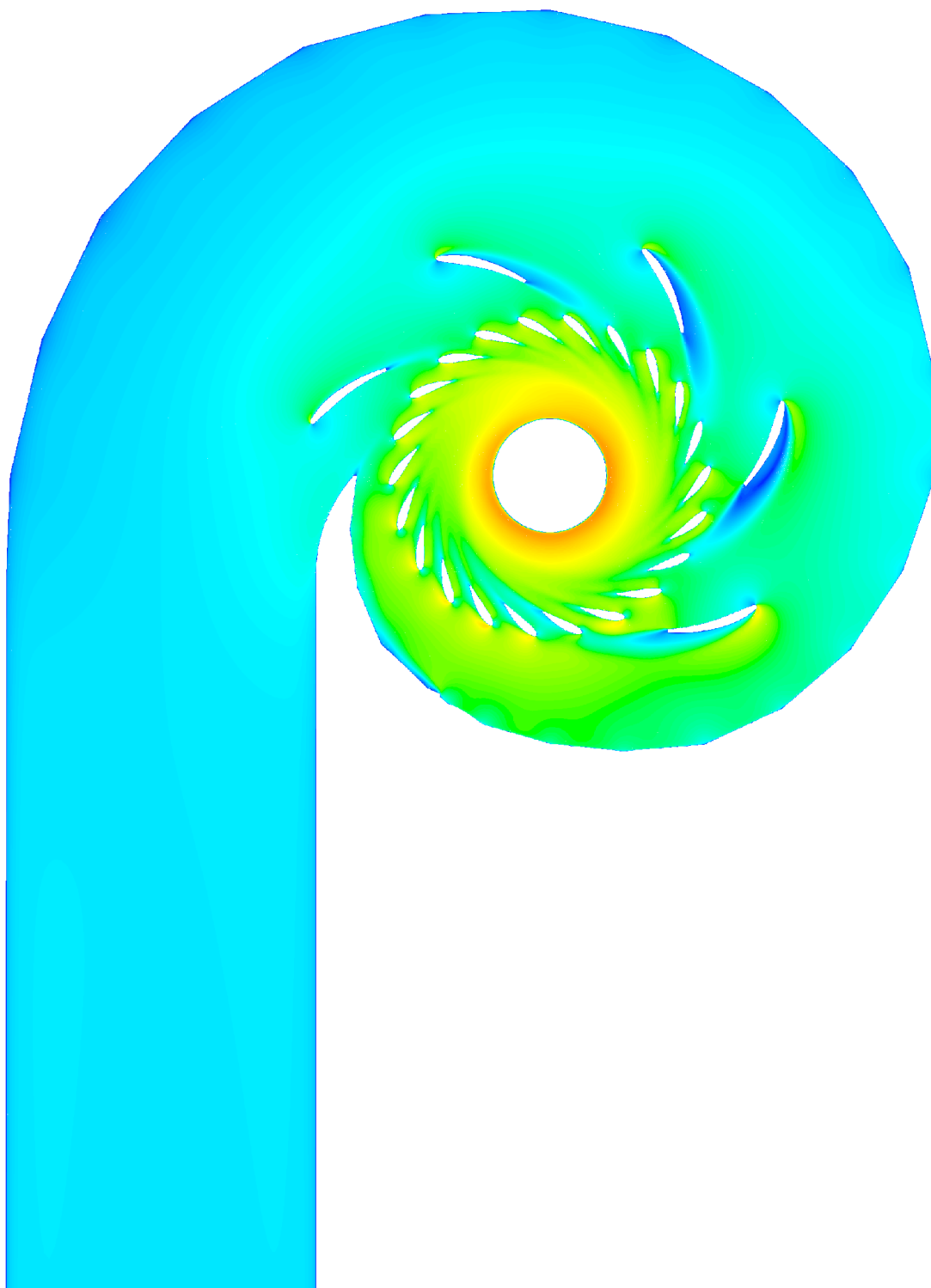


Contours of Wall Yplus
1.91e+03

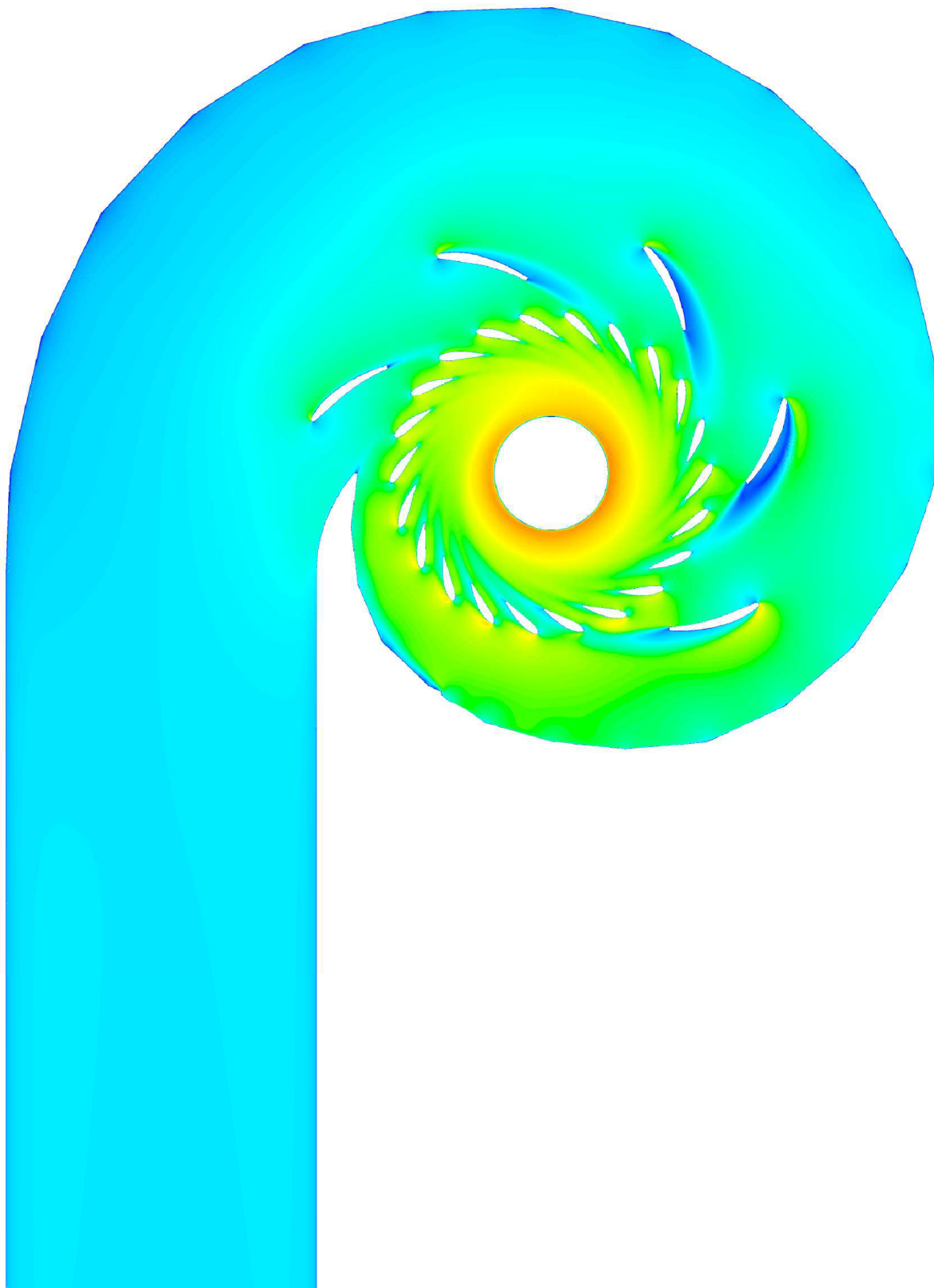
Apr 23, 2012
ANSYS FLUENT 13.0 (3d, pbns, rke)

Průběhy rychlosti proudění řezem vedeným středem spirální skříně

1. Trať s kulovým uzávěrem



2. Trať s nožovým šoupátkem



3. Trať s klapkovým uzávěrem

